F1509/41

R

48. 1986.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC BUCUREȘTI

1988 -03- 21

SERIA MECANICĂ

TOMUL XLVIII 1986

COMITETUL DE REDACȚIE

REDACTOR RESPONSABIL: Prof. dr. ing. *Voicu Tache*
MEMBRII: Prof. dr. ing. *Constantin Bălă*; Conf. dr. ing. *Cornel Berbente*; Prof. dr. docent *Gheorghe Buzdugan*, membru corespondent al Academiei R. S. România; Prof. dr. ing. *Ioan Carabogdan*; Prof. dr. ing. *Sergiu Călin* (secretar științific); Prof. dr. docent *Virgil Constantinescu*; Prof. dr. docent *Felicia Cornea*; Prof. dr. ing. *Alexandru Dănescu*; Prof. dr. docent *Traian Demian* (redactor responsabil adjunct); Prof. dr. ing. *Octavian Floarea*; Prof. dr. ing. *Julieta Florea*; Prof. dr. ing. *Nicolae Geru*; Prof. dr. ing. *Berthold Grünwald*; Prof. dr. *Ion Grădișteanu*; Prof. dr. ing. *Gheorghe Hortopan*; Prof. dr. ing. *Moise Ienciu*; Prof. dr. ing. *Vlad Ionescu*; Prof. dr. ing. *Adelaida Mateescu*; Prof. ing. *Jean Moncea*; Prof. dr. ing. *Nicolae Murguleț*; Prof. dr. docent *Florea Oprea*; Prof. dr. ing. *Aurel Oprean*; Prof. dr. ing. *Mircea Petrescu*; Prof. dr. ing. *Ion Popescu*; Conf. dr. ing. *Mircea Radeș*; Conf. dr. ing. *Sorin Roșca*; Prof. dr. ing. *George Rulea*; Prof. dr. ing. *Marcel Segărceanu*; Prof. dr. ing. *Alexandru Spătaru*; Prof. dr. *Octavian Stănășilă*; Prof. dr. docent *Ion Teoreanu*; Prof. dr. docent *Andrei Țugulea*; Prof. dr. ing. *Silvia Vacu*; Prof. dr. docent *Rodica Vîlcu*; Academician *Radu Voinea*.

Editor: Institutul Politehnic București
Splaiul Independenței 313, Tel. 31.40.10. România, Căsuța poștală 2356

Readers from abroad can get subscriptions for this newspaper through ROMPRESFILATELIA, Import export press, P.O. Box 12-201, Telex 10378, Calea Griviței 62—64, Bucharest, ROMANIA

Sumar

V. Scridonesi-Călin, M. Vasiu, Maria Cristea

Condiţii topologice pentru aproximarea hermiticităţii multiplicatorilor Lagrange în teoria MC-SCF 3

T. Demian, D. Băcescu

Interpolator optic de construcţie specială 19

Gh. Iordache, T. Sima

Deformaţii termice în îmbinarea virolă de întărire-tub metalic, la agregate cu tambur rotativ 23

Gh. Zidaru, V. Tcacenco

Determinarea prin calcul a performanţelor unei pompe axiale proiectate 33

N. Atanasiu

Asupra înmuierii la deformaţie în cazul aliajelor de aluminiu dure 43

M. Radeş

Efectul ataşării vibratorului asupra răspunsului dinamic al structurilor 53

M. G. Popa, N. Negurescu, C. Pană, N. Apostolescu, A. Manole

Unele aspecte ale alimentării motorului D—*2156*—MTN—*8* cu metanol 61

Şt. Staicu

Asupra ciocnirii oblice a două solide 67

H. Gheorghiu

Influenţa parametrilor geometrici ai secţiunii asupra stării de tensiune din învelişurile cilindrice ovalizate solicitate cu presiune interioară 75

M. Exarhu

Asupra introducerii unui număr Froude critic 81

Stanca Trifan, Gh. Popescu, Marieta Grigoriu, S. Porneală

Cercetări asupra proceselor ce au loc în generatoarele de gheaţă multitubulare în cazul utilizării lor la desalinizarea apei de mare prin îngheţare 85

1509

Summary

V. Scridonesi-Călin, M. Vasiu, Maria Cristea

Topological Conditions for the Approximation of the Hermiticity of the Lagrange Multipliers in the MS-SCF Theory 3

T. Demian, D. Băcescu

Ocular for Measurement with a Special Construction 19

Gh. Iordache, T. Sima

Thermal Deformations in Strengthening Ring-Metallic Tube Joint, for Rotary Thimble Aggregate 23

Gh. Zidaru, V. Tcacenco

Determination of Performances of an Axial Designed Pump 33

N. Atanasiu

On the Stretching of the Softening of Aluminium Alloys 43

M. Radeş

Effect of Exciter Attachment on the Structural Dynamic Response 53

M. G. Popa, N. Negurescu, C. Pană, N. Apostolescu, A. Manole

Some Aspects of the Engine D-*2156*-MTN-*8* Fueled with Methanol 61

Şt. Staicu

On the Oblique Collision of Two Bodies 67

H. Gheorghiu

Influence of Geometrical Parameters of the Section on the Stresses in Ovalised Cylindrical Tubes under Internal Pressure 75

M. Exarhu

About the Introduction of a New Critical Froude Number 81

Stanca Trifan, Gh. Popescu, Marieta Grigoriu, S. Porneală

Researches on the Processes Concerning the Multitubular Ice Generators in the Case of Desalinization of Sea Water by Freezing 85

C.Z.: 53
515.12
517.53.

CONDIȚII TOPOLOGICE PENTRU APROXIMAREA HERMITICITĂȚII MULTIPLICATORILOR LAGRANGE ÎN TEORIA MC-SCF

V. SCRIDONESI – CĂLIN, M. VASIU, MARIA CRISTEA *

Aplicînd Teoria Catastrofelor în studiul teoriei MC-SCF, lucrarea prezentă înlocuiește condițiile algebrice [10] de aproximare a hermiticității multiplicatorilor Lagrange prin condiții topologice, analizînd consecințele fizice și matematice ale acestei substituții. Inițial, conservînd condiția de independență a operatorului Hartree-Fock-Roothaan (HFR) $\hat{F}$ de unghiul α_{ij} al rotației plane 2×2 a funcțiilor de bază, este dedus un set de condiții topologice pentru gradientul rotațional [10] al multiplicatorilor Lagrange. În final, luînd în considerare dependența operatorului $\hat{F}$ de unghiul α_{ij}, obținem un alt gradient al multiplicatorilor Lagrange și, pentru acest gradient, inducem un al doilea set de condiții topologice de aproximare a hermiticității. Importanța inducerii și cercetării acestor condiții topologice fiind dată de legătura hermiticității multiplicatorilor Lagrange cu rezolvarea ecuațiilor orbitale HRF, cu energiile orbitale, cu convergența și selfconsistența SCF, lucrarea de față se inscrie în domeniul investigării teoriei și metodei SCF clasice prin mijloacele neclasice, oferite de Teoria Catastrofelor.

1. Introducere. Condiții algebrice Hinze ({CA})

În formalismul cuantic al teoriei cîmpului selfconsistent (SCF), soluțiile ecuațiilor Hartree-Fock-Roothaan orbitale (ec. HFR) [2, 10]:

$$\sum_j^m F_{ij}|\varphi_j\rangle = \sum_j^m \epsilon_{ji}|\varphi_j\rangle, \tag{1}$$

în cazul SCF multiconfigurațional (MC—SCF), sînt date prin cîteva tehnici [14]: (α) definire de operatori de cuplaj speciali [2, 10,15]; (β) implicarea multiplicatorilor Lagrange nediagonali direct în operatorii HFR (sau în matricile HFR) [2, 3, 5]; (γ) tehnici de soluție [1, 4, 10, 11] și (δ) transformări speciale [7, 10, 14]. Atît (α), (β), cît și (δ) [10] sînt legate de problema hermiticității multiplicatorilor Lagrange $\{\epsilon_{ij}\}$.

Promițătoare și, în practică, de succes este rezolvarea directă a ecs. HFR (1) direct pe baza *forțării hermiticității multiplicatorilor Lagrange*, ca elemente de matrice:

$$\epsilon_{ij} = \epsilon_{ji}^*, \tag{2}$$

hermiticitatea (2) fiind o condiție necesară și suficientă pentru ca ecuația (1) să fie satisfăcută. Forțarea hermiticității multiplicatorilor Lagrange impune

* Asist. fiz., catedra Fizică; Conf. dr. fiz. Univ. „Babeș-Bolyai"; Conf. dr. fiz., Univ. „Babeș-Bolyai" Cluj-Napoca.

condiții matematice, ce apar drept *condiții pentru aproximarea hermiticității*.

Hinze [10], bazîndu-se pe rotația plană 2×2 a funcțiilor monoelectronice de bază [6, 8], obține *gradientul rotațional al multiplicatorilor Lagrange* (*GRML*) ($\{\epsilon_{ij}\}$):

$$\Delta\epsilon' = \epsilon'_{ji} - \epsilon'_{ij} = \sum_k (\langle\varphi_{j'}|F_{ik}|\varphi_{k'}\rangle - \langle\varphi_{i'}|F_{jk}|\varphi_{k'}\rangle) \cong$$

$$\cong c(\langle\varphi_j|f_i\rangle - \langle\varphi_i|f_j\rangle) + s(\langle\varphi_i|f_i\rangle + \langle\varphi_j|f_j\rangle) + (c-1)[c(\langle\varphi_j|F_{ii}|\varphi_i\rangle -$$

$$-\langle\varphi_i|F_{ji}|\varphi_i\rangle + \langle\varphi_j|F_{ij}|\varphi_j\rangle - \langle\varphi_i|F_{jj}|\varphi_i\rangle) + s(\langle\varphi_i|F_{ii}|\varphi_i\rangle +$$

$$+ \langle\varphi_j|F_{ji}|\varphi_i\rangle + \langle\varphi_i|F_{ij}|\varphi_j\rangle + \langle\varphi_j|F_{jj}|\varphi_j\rangle) + s[c(\langle\varphi_j|F_{ij}|\varphi_i\rangle - \langle\varphi_i|F_{jj}|\varphi_i\rangle -$$

$$- \langle\varphi_j|F_{ii}|\varphi_j\rangle + \langle\varphi_i|F_{ii}|\varphi_j\rangle) + s(\langle\varphi_i|F_{ij}|\varphi_i\rangle + \langle\varphi_i|F_{jj}|\varphi_i\rangle - \langle\varphi_i|F_{ii}|\varphi_j\rangle -$$

$$-\varphi_j|F_{ji}|\varphi_j\rangle)], \tag{3}$$

în care $\{|\varphi_i\rangle\,;\ i = \overline{1, m}\}$ sînt m funcții monoelectronice spinorbitale de bază linear independente ortonormate, $\{F_{ij}\}$ elemente de matrice HFR,

$$c = \cos\alpha_{ij} \text{ și } s = \sin\alpha_{ij}, \tag{4}$$

cu α_{ij} unghiul de rotație 2×2 în planul ij, iar

$$|f_i\rangle = \sum_k F_{ik}|\varphi_k\rangle\,. \tag{5}$$

Semnul de primare (') indică efectuarea rotației plane a perechii de funcții monoelectronice spinorbitale de bază ($|\varphi_i\rangle$, $|\varphi_j\rangle$).

Forțarea hermiticității (2) *a matricii multiplicatorilor Lagrange*, legată prin elementele diagonale de energiile orbitale $\{\epsilon_{ii}\,;\ i = \overline{1, m}\}$, echivalează cu anularea gradientului rotațional (3). Hinze [10] a impus hermiticitatea (2) în următoarele condiții matematice:

$$\Delta\epsilon' = 0, \text{ cînd} \tag{6a}$$

operatorul (matricea) HFR $\hat{F}$ (sau F) nu depinde de unghiul rotației 2×2 în planul ij; (6b)

și

$$\cos\alpha_{ij} = 1 - \frac{1}{2}\sin^2\alpha_{ij}\,, \tag{6c}$$

prin care a obținut unghiul minim al rotației plane 2×2:

$$\sin\alpha_{ij} = (B/2A)[-1 + (1 - 4\,CA/B^2)^{1/2}], \tag{6d}$$

cu A, B și C de expresii matematice date în [10]. *Condițiile* (6) *le numim condițiile algebrice* Hinze ({CA}) *de aproximare a hermiticității multiplicatorilor Lagrange*. Lucrarea de față va stabili *condițiile topologice* ({CT}) ale acestei aproximări, *pe baza aplicării Teoriei catastrofelor în studiul* (*GRML*) (3). Din aceste *condiții topologice*, vom induce *condițiile algebrice* Hinze, drept cazuir particulare. De asemenea, negînd condiția algebrică (6b), vom stabili o nouă expresie ((GRLM), $\Delta\epsilon''$, mai generală decît expresia (3), și vom discuta consecințele ei fizice și matematice în aproximarea (GRML) prin potențiale catastrofă, precum și comportarea (GRML) prin hipersuprafețele catastrofă corespunzătoare.

2. Aplicarea Teoriei catastrofelor în studiul gradientului rotațional al multiplicatorilor Lagrange (GRML) din teoria MC-SCF

2.1. *Condiția topologică generală*

Ecuația (1), în forma ei cea mai generală, implică gradientul rotațional al multiplicatorilor Lagrange (3) $\{\epsilon_{ij}\}$ ca un gradient de nehermiticitate a multiplicatorilor Lagrange, echivalent cu faptul că matricea HFR $\check{F}$ conține elemente nediagonale nenule. Astfel, condiția algebrică Hinze (6a) apare ca un caz particular al *condiției topologice generale* :

$$\Delta\epsilon' \neq 0, \tag{7a}$$

reprezentînd, în termeni de geometrie a hipersuprafețelor, în Teoria catastrofelor [9, 12, 13], ecuația unei hipersuprafețe, pe care există puncte unde (6a) este satisfăcută. Numim această hipersuprafață *suprafață de nehermiticitate a multiplicatorilor Lagrange*. Investigarea punctelor acestei suprafețe impune două probleme fundamentale : (*a*) găsirea *punctelor de hermiticitate*, adică a acelor puncte, de pe suprafața (7a), în care este adevărată condiția (6a) (puncte ce satisfac condiția de *hermiticitate tare* (2)); și (*b*) cercetarea punctelor de extremum ale suprafeței (7a), în care (7a) prezintă minime, cu găsirea minimului absolut care definește condiția de *hermiticitate slabă* (cvasihermiticitate) a multiplicatorilor Lagrange :

$$\epsilon_{ij} \cong \epsilon^*_{ij}, \tag{2'}$$

cu o eroare absolută dată de punctele de minim absolut de pe suprafața (7a).

2.2. *Polinomul general* $\Delta\epsilon' = f(x, \{E_i\})$

În vederea aplicării teoriei catastrofelor (GRLM) (3) trebuie preparat într-o formă polinomială generală corespunzătoare :

$$\Delta\epsilon' = f(x, \{E_i\}), \tag{8}$$

dependentă de parametrul de comportare (stare) x și de parametrii de control $\{E_i\}$, ce vor fi precizați în cele ce urmează. Astfel, prin (4), făcînd în (3) substituția :

$$x = s \text{ și } y = (1 - x^2)^{1/2} \tag{9}$$

obținem forma polinomială generală a (GRML) explicită :

$$\Delta\epsilon' = E_1x^2 + E_2xy + E_3x + E_4y + E_5 \equiv f(x, \{E_i\}), \tag{10}$$

cu

$$E_1 = c_6 - c_3\,;\; E_2 = c_4 + c_5\,;\; E_3 = c_2 - c_4\,;\; E_4 = c_1 - c_3 \text{ și } E_5 = c_3, \tag{11}$$

în care :

$$\begin{aligned} c_1 &= \langle\varphi_j|f_i\rangle - \langle\varphi_i|f_j\rangle\,;\; c_2 = \langle\varphi_i|f_i\rangle + \langle\varphi_j|f_j\rangle\,; \\ c_3 &= \langle\varphi_j|F_{ii}|\varphi_i\rangle - \langle\varphi_i|F_{ji}|\varphi_i\rangle + \langle\varphi_j|F_{ij}|\varphi_j\rangle - \langle\varphi_i|F_{jj}|\varphi_j\rangle\,; \\ c_4 &= \langle\varphi_i|F_{ii}|\varphi_i\rangle + \langle\varphi_j|F_{ji}|\varphi_i\rangle + \langle\varphi_i|F_{ij}|\varphi_j\rangle + \langle\varphi_j|F_{jj}|\varphi_j\rangle\,; \\ c_5 &= \langle\varphi_j|F_{ij}|\varphi_i\rangle - \langle\varphi_i|F_{jj}|\varphi_i\rangle - \langle\varphi_j|F_{ii}|\varphi_j\rangle + \langle\varphi_i|F_{ii}|\varphi_j\rangle \text{ și} \\ c_6 &= \langle\varphi_i|F_{ij}|\varphi_i\rangle + \langle\varphi_i|F_{jj}|\varphi_i\rangle - \langle\varphi_i|F_{ii}|\varphi_j\rangle - \langle\varphi_j|F_{ji}|\varphi_j\rangle. \end{aligned} \tag{12}$$

Condiția algebrică Hinze (6c) de aproximare a hermiticității ,în (3), o vom înlocui în continuare, printr-o condiție de tip „topologic" (7c), în vederea obținerii k-jeturilor $\Delta\epsilon'^{(k)} = f'^{(k)}(x, \{E_i\})$, corespunzătoare formei polinomiale generale (10), supusă studiului prin Teoria catastrofelor [9, 12, 13].

2.3. *Inducerea k-jeturilor* $\{\Delta\epsilon'^{(k)}, (k) = 0\,;\; 2n(n = \overline{1, 3})\}$

Toate considerațiile ce vor urma (pînă la specificația contrară) vor menține adevărată condiția Hinze (6b) (independență a operatorului (matricei) $\hat{F}$ (sau $\check{F}$) de unghiul rotației plane 2×2 α_{ij}[6, 8]):

$$(|\varphi_i'\rangle, |\varphi_j'\rangle) = \begin{pmatrix} y & -x \\ x & y \end{pmatrix}\begin{pmatrix} |\varphi_i\rangle \\ |\varphi_j\rangle \end{pmatrix} \tag{13}$$

a perechilor de funcții monoelectronice spinorbitale $\{(|\varphi_i\rangle, |\varphi_j\rangle)\}$, din setul de funcții de bază $\{|\varphi_e\rangle\,;\; l = \overline{1, m}\}$].

Înlocuind condiția Hinze (6c) de aproximare, prin condiția mai generală :

$$y = 1 - \left(\frac{1}{2}x^2 + 2^{-3}x^4 + 2^{-4}x^6 + \ldots\right). \tag{7c}$$

pentru obținerea k-jeturilor din Teoria catastrofelor [13, 17], putem aproxima (GRML), pe rînd, prin k-jeturile :

$$\Delta\epsilon'^{(0)} = a_0x^2 + b_0x + c_0, \tag{14}$$

cu

$$a_0 = E_1\,;\; b_0 = E_2 + E_3 \text{ și } c_0 = E_4 + E_5\,; \tag{14'}$$

$$\Delta\epsilon'^{(2)} = a_2x^3 + b_2x^2 + c_2x + d_2, \tag{15}$$

cu

$$a_2 = -\frac{1}{2}E_2, b_2 = E_1 - \frac{1}{2}E_4, c_2 = b_0 \text{ și } d_2 = c_0; \quad (15')$$

$$\Delta\epsilon'^{(4)} = a_4x^5 + b_4x^4 + c_4x^3 + d_4x^2 + e_4x + f_4, \quad (16)$$

cu

$$a_4 = -a_2/4, b_4 = -2^{-3}E_4, c_4 = a_2, d_4 = b_2, e_4 = b_0 \text{ și } f_4 = c_0; \quad (16')$$

și

$$\Delta\epsilon'^{(6)} = a_6x^7 + b_6x^6 + c_6x^5 + d_6x^4 + e_6x^3 + f_6x^2 + g_6x + h_6, \quad (17)$$

cu

$$a_6 = a_2/8, b_6 = b_4/2, c_6 = a_2/4, d_6 = b_4, e_6 = a_2, f_6 = b_2, g_6 = b_0 \quad (17')$$

și $h_6 = c_0$, dacă în (7c) se face trunchierea dezvoltării în serie Taylor, începînd de la termenul în x^8. Toate relațiile (14) — (17) reprezintă cazuri particulare de aproximare a (GRML) (10), implicate, pe rînd, în *particularizarea condiției topologice generale* (*7a*). Astfel, (CT) generală (7a) devine aproximată prin potențiale catastrofă, în cazurile k-jeturilor de ordinele $(k)=2n(n=\overline{1,3})$, pe care le vom analiza în cele ce urmează.

2.4. *Potențiale catastrofă pentru condiția topologică generală* (*7a*)

2.4.1. *Structura necatastrofă* ($\Delta\epsilon'^{(0)}$)

K-jetul de ordinul 0 nu prezintă structură catastrofă, dar importanța lui este dată de faptul că aproximînd (GRML) (10) prin (14), regăsim condiția algebrică Hinze (6a) de *hermiticitate tare* a multiplicatorilor Lagrange $\{\epsilon_{ij}\}$. Astfel, dacă se impune :

$$\Delta\epsilon'^{(0)} = 0,$$

atunci obținem :

$$x_{1,2} = (-1/2E_1)[E_2 + E_3 \pm [(E_2 + E_3)^2 - 4E_1(E_4 + E_5)]^{1/2}\}, \quad (19)$$

care prin substituțiile (11), (12), (14′) și (9), pentru x_2, devine tocmai condiția Hinze (6d), ce dă unghiul minim α_{ij} al rotației plane 2×2, satisfăcînd condiția algebrică Hinze (6a).

Din (14), condiția de *hermiticitate slabă* (cvasihermiticitate) :

$$\Delta\epsilon'^{(0)} \equiv \Delta\epsilon'^{(0)}_{\text{minim}} \quad (7a')$$

impune :

$$x = -\frac{1}{2}(E_2 + E_3)/E_1, \quad (20)$$

la care se localizează punctele de minim absolut ale suprafeței (7a) aproximată prin suprafața (14). Cu (20), în (7a′), prin (14), avem :

$$\Delta\epsilon'^{(0)}_{\text{minim}} = (E_2 + E_3)^2/4E_1 + E_4 + E_4. \quad (20')$$

2.4.2. *Potențialul catastrofă fald* ($\Delta\epsilon'^{(2)}$)

Cu k-jetul de ordinul 2, (15), condiția topologică generală (7a) implică aproximarea (GRML) (10) (sau (3)) prin *potențialul catastrofă fald* :

$$\Delta\epsilon'^{(2)}(z) \equiv V_f(z) = a_f z^3 + b_f z + c_f. \tag{21}$$

Potențialul catastrofă fald (21) se obține din (15), prin schimbarea de variabilă :

$$x = z - b_2/3a_2, \tag{22}$$

iar parametrii fald de control sînt :

$$a_f = a_2,\ b_f = c_2 - b_2^2/3a_2 \text{ și } c_f = d_2 + (2b_2^3 - 9a_2b_2c_2)/27a_2^2, \tag{21'}$$

cu a_2, b_2, c_2 și d_2 definiți în (15') în funcție de $\{E_i\,;\ i = \overline{1,5}\}$. Cercetarea condiției topologice generale (7a), pentru a-i stabili forma concretă, în acest caz, se va face în capitolul următor.

2.4.3. *Potențialul catastrofă coadă de rîndunică* ($\Delta\epsilon'^{(4)}$)

În cazul $(k) = 4$, k-jetul $\Delta\epsilon'^{(4)}(16)$, necesită schimbarea de variabilă :

$$x = z - b_4/5a_4, \tag{23}$$

cu care punem în evidență *potențialul catastrofă coadă de rîndunică* :

$$\Delta\epsilon'^{(4)}(z) \equiv V_r(z) = a_r z^5 + b_r z^3 + c_r z^2 + d_r z + e_r, \tag{24}$$

cu parametrii de control a_r, b_r, c_r, d_r și e_r ușor de identificat în funcție de $(\{E_i\}\,;\ i = \overline{1,5})$, după un calcul simplu dar laborios.

2.4.4. *Potențialul catastrofă wigwam* ($\Delta\epsilon'^{(6)}$)

Prin relația (17), schimbarea de variabilă :

$$x = z - b_6/7a_6, \tag{25}$$

ne conduce la *potențialul catastrofă wigwa m* :

$$\Delta\epsilon'^{(6)}(z) \equiv V_w(z) = a_w z^7 + b_w z^5 + c_w z^4 + d_w z^3 + e_w z^2 + f_w z + g_w. \tag{26}$$

2.5. *Concluzii*

Aplicînd Teoria catastrofelor gradientului rotațional al multiplicatorilor Lagrange (GRML) din teoria MC—SCF ($\{\epsilon_{ij}\}$), dat de forma polinomială generală explicită (10), condiția topologică generală (7a) se poate particulariza la două tipuri de suprafețe :(a) suprafața necatastrofă (14) și (b) suprafețele catastrofă caracterizate de *potențialele catastrofă de*

tip cuspoid (parametru de comportare unic z (sau x)) : *fald* (21), *coadă de rîndunică* (24), și *wigwam* (26), expresia generală de plecare (10) avînd Corang $(\Delta\epsilon'(z)) = 1$. În acest caz, avem, în loc de condiția algebrică Hinze (6a), condiția topologică generală (7a) cu $\Delta\epsilon'$ dat de (14), respectiv de (21), (24) și (26), drept cazuri particulare. Între acestea, cazul (14) cuprinde condiția algebrică Hinze (6a), drept caz particular.

Anularea potențialelor catastrofă (21), (24), respectiv (26) ar echivala cu impunerea unui set de condiții de aproximare a hermiticității tari și cu găsirea valorilor z (și implicit a valorilor x) ce anulează efectiv potențialele catastrofă. Alături de acest tip de condiții de aproximare a hermiticității, se pot cerceta și condițiile de hermiticitate slabă (cvasihermiticitate) localizate în punctele de minim absolut ale suprafețelor definite de potențialele catastrofă (21), (24), respectiv (26). Această problemă va fi detaliată în cazul suprafeței catastrofă *fald*, în capitolul următor.

3. Condiția topologică (7a) prin catastrofa elementară fald

3.1. *Considerații generale*

Conform considerațiilor din 2.1 și rezultatelor capitolului precedent, *condiția topologică generală* (7a) aproximată prin potențialul catastrofă *fald* (21) *devine* :

$$(\Delta\epsilon')_f \cong a_f z^3 + b_f z + c_f \neq 0, \tag{21'}$$

și ne permite să stabilim o condiție de aproximare a hermiticității multiplicatorilor Lagrange din teoria MC—SCF, de tip Hinze (6a), prin :

$$(\Delta\epsilon')_f = a_f z^3 + b_f z + c_f = 0, \tag{27}$$

echivalentă cu anularea potențialului catastrofă *fald*, în cazul hermiticității tari. De asemenea, ne permite stabilirea condiției de hermiticitate slabă, prin localizarea punctelor de minim absolut ale suprafeței catastrofă *fald*.

3.2. *Condiții de tip Hinze pentru (CT) generală (7a)*

Rezolvarea ecuației (27) de gradul 3 trece prin reducerea la forma canonică :

$$z^3 + mz + n = 0, \tag{28}$$

cu

$$m = b_f/a_f \text{ și } n = c_f/a_f \text{ (pentru } a_f \neq 0). \tag{28'}$$

Soluțiile reale ale ecuației (28), dependente de semnul și de anularea discriminantului :

$$\Delta = (m/3)^3 + (n/2)^2, \tag{29}$$

impun relații între parametrii de control ai structurii catastrofă *fald* și, implicit, prin (28'), (21') și (15'), între coeficienții $\{E_i ; i = \overline{1,5}\}$ ai (GRML) (10). Aceste relații propagate de (29) stau la baza condițiilor de tip Hinze,

ce rezultă, aici, ca o înlocuire (sau o extindere) a condiției (6d) [obținută de Hinze [10] din (3), numai pentru o ecuație de gradul 2, impusă de (6a)]. Astfel, dacă :

$$\Delta > 0, \tag{29'}$$

avem soluția reală :

$$z_{\mathrm{I}} = P + Q, \tag{7'd}$$

ca o condiție de tip Hinze (6d) extinsă, cu P și Q dați de :

$$P = Re[(\Delta^{1/2} - n/2)^{1/3}], \text{ respectiv } Q = Re\{[-(\Delta^{1/2} + n/2)]^{1/3}\}. \tag{30}$$

Dacă :

$$\Delta = 0, \tag{29''}$$

apar alte două soluții reale, drept, condiții de tip Hinze (6d) extinse :

$$z_{\mathrm{II}} = 2(-n/2)^{1/2} \text{ și, respectiv,} \tag{7d''}$$

$$z_{\mathrm{III}} = -(-n/2)^{1/3}. \tag{7d'''}$$

Relațiile (7d'), (7d'') și (7d'''), pe baza relațiilor (22), (28'), (29), (21') și (9), se transcriu :

$$(\alpha_{ij})_{\mathrm{I}} = \arcsin\{Re(\Delta^{1/2} - n/2)^{1/3} + (-\Delta^{1/2} - n/2)^{1/3}] - b_2/3a_2\}, \tag{8d'}$$

$$(\alpha_{ij})_{\mathrm{II}} = \arcsin[2(-n/2)^{1/3} - b_2/3a_2] \text{ și} \tag{8d''}$$

$$(\alpha_{ij})_{\mathrm{III}} = \arcsin[-(n/2)^{1/3} - b/3a_2], \tag{8d'''}$$

dînd valorile principale ale unghiului α_{ij} al rotației plane 2×2, obținute prin anularea (GRML) (10) aproximat cu potențialul catastrofă *fald*. Condițiile (8d'), (8d'') și (8d''') sînt echivalentul generalizat al condiției Hinze (6d) și localizează punctele de pe suprafața *fald* în care se anulează (GRML) (10) (sau (3)), impunînd condiția (2) de hermiticitate tare a multiplicatorilor Lagrange din teoria MC — SCF, și în care multiplicatorii Lagrange diagonali cu semn schimbat dau, tocmai, energiile orbitale ($\{\epsilon_{ii} \equiv -\epsilon_i\}$; $i = \overline{1, m}$). În continuare, vor fi studiate punctele suprafeței catastrofă *fald*, în care este valabilă condiția de hermiticitate slabă (7a) a multiplicatorilor Lagrange, adică punctele de minim absolut ale suprafeței *fald* [ce aproximează suprafața (GRML) (10)], ținînd cont de (2') și consecințele ei asupra tipului de hermiticitate pe care îl definește.

3.3. *Condiții topologice fald*

Impunînd condiția topologică generală (7a), prin potențialul catastrofă *fald* (21), hermiticitatea slabă (cvasihermiticitatea) multiplicatorilor Lagrange $\{\epsilon_{ij}\}$ este localizată în punctele de minim absolut ale suprafeței catastrofă *fald*. Generarea acestor puncte are loc prin *varietatea catastrofă fald* :

$$V_f^z(z) \equiv \partial V_f(z)/\partial z = 3a_f z^2 + b_f = 0, \tag{31}$$

iar natura lor, între punctele de extremum, este detectată cu ajutorul hessianului simplu :

$$V_f^{zz}(z) \equiv \partial^2 V_f(z)/\partial z^2 = 6a_f z. \tag{32}$$

Din (31), rezultă familia de puncte de extremum :

$$z_{1,2} = \pm(-b_f/3a_f)^{1/2}, \tag{9d}$$

dependente, prin (21′) și (15′), de coeficienții $\{E_i;\ i = \overline{1,5}\}$ ai (GRML) (10). Prin semnul + al (32), rezultă :

$$V_f^{zz}(z_{1,2}) > 0, \tag{33}$$

dacă

$$a_f > 0 \text{ și } b_f < 0, \text{ sau invers } (a_f < 0 \text{ și } b_f > 0). \tag{34}$$

Din (33) și (34), rezultă că semnele contrare ale parametrilor de control a_f și b_f mențin condiția de hermiticitate slabă a multiplicatorilor Lagrange $\{\epsilon_{ij}\}$ din teoria MC—SCF, în punctele de minim absolut ale suprafeței catastrofă *fald*. De asemenea, aceeași comportare a semnului asigură caracterul real al soluțiilor (9d). Prin substituția (9) și schimbarea de variabilă (22), punctele de minim (9d) sînt localizate de parametrul de comportare x, la unghiul de rotație plană 2×2 :

$$(\alpha_{ij})_{1,2} = \text{arc sin}[\pm(-b_f/3a_f)^{1/2} - b_2/3a_2]. \tag{9d′}$$

Cu (9d), în (21), se obține :

$$[(\Delta\epsilon')_f]\ \text{minim}_{1,2} = \pm(-b_f/3a_f)^{1/2}(1 \mp b_f/3) + c_f, \tag{9d″}$$

care, pentru parametrul de control de valoarea $b_f = 3$, conduce la valoarea :

$$[(\Delta\epsilon')_f]_{\min} = c_f, \tag{9d‴}$$

posibil de controlat prin relațiile de definiție (21′), (15′), și (14′), *în vederea aplicării la un sistem cuantic concret*, dacă avem în vedere că (9d‴) se mai poate scrie :

$$[(\Delta\epsilon')_f]_{\min} = E_4 + E_5 + (2E_1 - E_4)[(2E_1 - E_4)^2 + 18E_2(E_2 + E_3)]/54E_2^2 \tag{9d^{iv}}$$

și că $\{E_i;\ i = \overline{1,5}\}$ depind de sistemul cuantic considerat prin definițiile (11). Se observă că, dacă parametrul $E_4 = 2E_1$, atunci (9d^{iv}) se particularizează la o valoare (9d^{v}) :

$$[(\Delta\epsilon')_f]_{\min} = E_4 + E_5 \tag{9d^{v}}$$

mai mică decît (20′), în cazul cînd E_1 este pozitiv, indiferent de semnele celorlalți parametri $\{E_i;\ i = \overline{2,5}\}$. Comportarea aceasta va fi confirmată

și prin eroarea pătratică integrală (37), mai mică pentru $(k) = 2$ decît pentru $(k) = 0$, conform tabelului 1. Relațiile (20′) și (9d^{iv}) vor fi precizate numeric și confruntate cu rezultate numerice obținute pe alte căi (existente în literatură [14]), în capitolul 6, la concluzii generale (concluzia 6.9.^{v}.

Condițiile (9d) — (9d^{v}) sînt echivalentele fald (echivalentele topologice) ale condiției algebrice Hinze (6d) de localizare a hermiticității multiplicatorilor Lagrange. Alte condiții de tip (7d′) — (7d‴), (8d′) — (8d‴) și, respectiv, (9d′) — (9d^{v}) ar putea fi obținute prin aproximarea (GRML) (10) cu potențialele catastrofă *coadă de rîndunică* (24), sau cu potențialul catastrofă *wigwam* (26).

4. Eroarea pătratică integrală ($\varepsilon^{(k)}$)

Gradul de aproximare și de fitare a (GRML) (10) prin structura necatastrofă (14) și prin structurile catastrofă definite de potențialele catastrofă (21) (sau 15)), (25) (sau (16)) și, respectiv, (26) (sau (17)) îl definim prin *eroarea pătratică integrală*:

$$\varepsilon^{(k)} = \int_{-1}^{+1} |\Delta\in' - \Delta\in'^{(k)}|^2 \, dx \; ((k) = 0;\ 2n(n = \overline{1,3})), \tag{35}$$

dacă se ține cont că $x \in [-1, +1]$. Cu $\Delta \in '$ dat de (10) și $\Delta\in'^{(k)}$, pe rînd, de (14) — (17), se poate calcula $\varepsilon^{(k)}$, obținîndu-se, cu ajutorul formulei de recurență [17]:

$$\int x^n [(\alpha^2 - \beta^2 x^2)^m]^{1/2} \, dx = \{-x^{n-1}[(\alpha^2 - \beta^2 x^2)^{m+2}]^{1/2}\}/[(m + n + 1)\beta^2] +$$

$$+ \{[(n-1)\alpha^2]/[\beta^2(m + n + 1)]\} \int x^{n-2} [(\alpha^2 - \beta^2 x^2)^m]^{1/2} \, dx \; (x \neq 0), \tag{36}$$

în cazul $\alpha = \beta = m = 1$ și cu $x \in [-1, +1]$, *expresia generală a erorii pătratice integrale* $\varepsilon^{(k)}$:

$$\varepsilon^{(k)} = a_\varepsilon^{(k)} E_2^2 + b_\varepsilon^{(k)} E_4^2, \tag{37}$$

cu coeficienții de eroare pătratică integrală $\{a_\varepsilon^{(k)}\}$ și $\{b_\varepsilon^{(k)}\}$ calculați și tabelați în tabelul 1.

Tabelul 1.

Coeficienții de eroare pătratică integrală
$\{a_\varepsilon^{(k)}\}$ și $\{b_\varepsilon^{(k)}\}$ $((k) = 0;\ 2n(n = \overline{1,3}))$

(k)	Structura catastrofă	$a^{(k)}$	$b^{(k)}$
0	Formă necatastrofă	0,93(3)	3,3(3)
2	Fald	0,6047619	2,7666667
4	Coadă de rîndunică	0,5639517	2,7071759
6	Wigwam	0,550462	2,6874696

Din (37), se observă că eroarea pătratică integrală $\varepsilon^{(k)}$ depinde numai de coeficienții E_2 și E_4 ai gradientului (10) al multiplicatorilor Lagrange, tocmai coeficienții termenilor în y ai (GRML) (10). Conform relației (9), eroarea pătratică integrală este dominată de acei coeficienți $\{E_i;\ i = \overline{1,5}\}$ care înmulțesc cos α_{ij}. Stabilizarea erorii pătratice integrale (35) sau (37) are loc, după cum arată valorile coeficienților $\{a_\varepsilon^{(k)}\}$ și $\{b_\varepsilon^{(k)}\}$ din tabelul 1, în cazul $(k) = 6$, adică în cazul fitării gradientului (10) al multiplicatorilor Lagrange prin structura catastrofă *wigwam*. Acest fapt arată și mai buna adecvare a descrierii comportării suprafeței (10) prin structura catastrofă *wigwam*. Referitor la condițiile topologice *fald*, eroarea pătratică integrală (35), prin (37) și prin valorile coeficienților din tabelul 1, indică o mai bună adecvare a comportării hipersuprafeței (GRML) cînd gradientul (10) este aproximat prin potențialul catastrofă *fald* (21), decît în cazul aproximării prin forma necatastrofă (14) (din care derivă ca un caz particular, condițiile algebrice Hinze (6a) și (6d)).

5. Asupra condițiilor topologice prin dependența operatorului HFR $\hat{F}$ (sau matricei $\check{F}$) de unghiul rotației plane 2×2 α_{ij}

Toată discuția purtată pînă aici, a conservat condiția Hinze (6b). În realitate, operatorul HFR (sau matricea reprezentativă) $\hat{F}$(sau $\check{F}$) depinde de unghiul α_{ij} al rotației plane 2×2 (13) a funcțiilor monoelectronice (setul funcțiilor de bază).

Operatorii HFR $\hat{F}_i$ sînt definiți [2] prin:

$$\hat{F}_i = \frac{1}{2} \nu_i \hat{h} + \sum_j (a_{ij}\hat{J}_j - b_{ij}\hat{K}_j), \tag{38}$$

cu $\{\nu_i\}$, $\{a_{ij}\}$ și $\{b_{ij}\}$ parametrii Roothaan de stare cuantică [15], $\hat{h}$, $\{\hat{J}_j\}$ și $\{\hat{K}_j\}$, operatorul hamiltonian monoelectronic, respectiv operatori Coulomb și operatorii de schimb [2].

Aplicînd transformarea (13) asupra relației (38), în care operatorii $\hat{J}_j$ și $\hat{K}_j$ sînt dependenți de funcțiile spinorbitale monoelectronice $(\{|\varphi_i\rangle;\ i = \overline{1,m}\})$, partea monoelectrică a lui $\hat{F}_i$ rămînînd invariantă la rotația plană 2×2 de unghi α_{ij} (13), avem:

$$\hat{F}'_i = C_1 x^2 + C_2 xy, \tag{39}$$

cu

$$C_1 = [(a_{ij} - a_{ik})(\hat{J}_i - \hat{J}_k) - (b_{ij} - b_{ik})(\hat{K}_j - \hat{K}_k)] \text{ și} \tag{39'}$$

$$C_2 = 2[(a_{ij} - a_{ik}) \cdot \hat{\mathfrak{J}}_{jk} - (b_{ij} - b_{ik}) \cdot \hat{\mathfrak{K}}_{jk}],$$

în care $\{\hat{\mathfrak{J}}_{jk}\}$ și $\{\hat{\mathfrak{K}}_{jk}\}$ sînt operatori Coulomb, respectiv de schimb generalizați de tip Carbó [16], Introducerea dependenței (39), în (3), ne permite să generalizăm gradientul rotațional al multiplicatorilor Lagrange (GRLM) sub forma:

$$\Delta\epsilon'' = A'x^4 + B'x^3y + C'x^3 + D'x^2y + E'x^2 + F'xy + G'x, \tag{40}$$

cu

$$A' = C_1E_1 - C_2E_2,\ B' = C_1E_2 + C_2E_1\ C' = C_1E_3 -$$

$$-C_2E_4,\ D' = C_1E_4 - C_2E_3,\ E' = C_1E_5 + C_2E_2,\ F' = C_2F_5 \text{ și } G' = C_2E_4. \quad (40')$$

Cu (7c) în (40), obținem k-jeturile ($(k) = 0\,;\ 2n(\overline{1, 3})$):

$$\Delta\epsilon''^{(0)} = A_0x^4 + B_0x^3 + C_0x^2 + D_0x \quad (41)$$

avînd :

$$A_0 = A',\ B_0 = B' + C',\ C_0 = D' + E' \text{ și } D_0 = F' + G'\,; \quad (41')$$

$$\Delta\epsilon''^{(2)} = A_2x^5 + B_2x^4 + C_2'x^3 + D_2x^2 + E_2'x, \quad (42)$$

avînd :

$$A_2 = -\frac{1}{2}B',\ B_2 = A' - \frac{1}{2}D',\ C_2' = B' + C' - \frac{1}{2}F',$$

$$D_2 = C_0 \text{ și } E_2' = D_0\,; \quad (42')$$

$$\Delta\epsilon''^{(4)} = A_4x^7 + B_4x^6 + C_4'x^5 + D_4x^4 + E_4'x^3 + F_4x^2 + G_4x, \quad (43)$$

avînd :

$$A_4 = A_{2/4},\ B_4 = -D'/8,\ C_4' = -\frac{1}{2}(B' + F'/4),\ D_4 = B_2,\ E_4' = C_2',$$

$$F_4 = C_0 \text{ și } G_4 = D_0\,; \text{ și, respectiv,} \quad (43')$$

$$\Delta\epsilon''^{(6)} = A_6x^9 + B_6x^8 + C_6x^7 + D_6x^6 + E_6x^5 + F_6x^4 + G_6x^3 + H_6x^2 + I_6x, \quad (44)$$

avînd :

$$A_6 = A_2/8,\ B_6 = \frac{1}{2}B_4,\ C_6 = -(1/8)\left(B' + \frac{1}{2}F'\right),\ D_6 = B_4,$$

$$E_6 = -\frac{1}{2}(B' + F'/8),\ F_6 = B_2,\ G_6 = C_2',\ H_6 = C_0 \text{ și } I_6 = D_0. \quad (44')$$

Printr-o schimbare de variabilă :

$$x = z - B_k/nA_k, \quad (45)$$

cu k ordinul k-jetului, iar n gradul polinomului reprezentînd k-jetul corespunzător, relațiile (41) — (44) pun în evidență, în ordine, potențialele catastrofă : *întoarcere, coadă de rîndunică, wigwam* (sau *produs întoarcere* $\otimes$ $\otimes$ *fald*) și *produs fald* $\otimes$ *fluture* (sau *produs întoarcere* $\otimes$ *coadă de rîndunică*). Comparînd expresiile matematice (40) și (10) ale (GRML), se

observă că dependența operatorului HFR $\hat{F}$ (sau a matricei $\check{F}$) de unghiul α_{ij} al rotației plane 2×2 (13) ridică gradul polinomului reprezentînd gradientul rotațional al multiplicatorilor Lagrange $\{\epsilon_{ij}\}$ de la 2 la 4. În acest caz, impunînd o condiție de tip Hinze (6a), se obține o ecuație de gradul 4, în locul celei Hinze [10] de gradul 2, și se multiplică numărul de condiții de tip (6d) la 4, în cazul cînd anularea relației (40) permite 4 soluții reale și distincte. Prin condiția (7c), în locul celei Hinze [10] (6c), ținînd cont de (7a), gradientul rotațional (40) al multiplicatorilor Lagrange din teoria MC—SCF se poate aproxima, pe rînd, prin k-jeturile (41) — (44), respectiv prin potențialele catastrofă : *întoarcere*, *coadă de rîndunică*, *wigwam* și *produs fald* $\otimes$ *fluture*. Acest fapt poate genera noi condiții de tip topologic de aproximare a hermiticității multiplicatorilor Lagrange, ca o extindere a rezultatelor obținute în capitolele 2,3 și 4 ale lucrării.

Este interesant de remarcat faptul că eroarea pătratică integrală definită prin (35), în acest caz, are o expresie generală dependentă numai de coeficienții B', D' și F' din expresia (GRML) (40). Această dependență este conformă cu dependența (37), din cazul cînd este îndeplinită condiția Hinze [10] (6b), B', D' și F', fiind tocmai coeficienții factorilor dependenți de y.

Impunerea condiției topologice (7b), în cazul aproximării gradientului rotațional (40) al multiplicatorilor Lagrange prin potențialul catastrofă *produs fald* $\otimes$ *fluture* (sau *produs întoarcere* $\otimes$ *coadă de rîndunică*), implică coeficienți de eroare pătratică integrală stabilizîndu-se la valori mult mai mici, decît în cazul expus în capitolul 4, indicînd adecvarea maximă a descrierii comportării (GRML), respectiv cea mai bună fitare a (GRML) de către structura catastrofă în discuție.

6. Concluzii generale

6.1. Formalismul cuantic MC—SCF cuprinde ecuația HFR (1) ca ecuație fundamentală, a cărei rezolvare depinde de problema hermiticității multiplicatorilor Lagrange $\{\epsilon_{ij}\}$, generînd tehnicile (α), (β) și (δ) de rezolvare.

6.2. Pînă în prezent, problema hermiticității (2) a multiplicatorilor Lagrange din teoria MC—SCF a fost cercetată numai clasic [2, 3, 10, 11, 14] ,adică fără ajutorul Teoriei catastrofelor și, numai în cadrul SCF strict, cu conceptele clasice ale teoriei SCF.

6.3. Prin aplicarea Teoriei catastrofelor [9, 12, 13] în studiul gradientului rotațional al multiplicatorilor Lagrange (GRML) (10) (sau (3)), am înlocuit condițiile algebrice Hinze [10] (6) de aproximare a hermiticității (2) prin condiții topologice de aproximare, regăsind condițiile algebrice (6) drept cazuri particulare ale condițiilor topologice stabilite (cap. 2).

6.4. Astfel, conform 6.3, hermiticitatea tare (2) îndeplinită de condițiile algebrice (6) de aproximare devine un caz particular al hermiticității slabe (sau al cvasihermiticității) (2') sau (7a), matematic, mult mai generală în cadrul formalismului cuantic SCF.

6.5. Hermiticitatea slabă a multiplicatorilor Lagrange are avantajul abordării problemei hermiticității multiplicatorilor Lagrange ca un

caz foarte particular de topologie a hipersuprafeței gradientului multiplicatorilor Lagrange, în raport cu transformarea de rotație plană 2×2 de unghi α_{ij} a funcțiilor monoelectronice spinorbitale din setul de funcții de bază $\{|\varphi_i\rangle ; i=\overline{1, m}\}$.

6.6. Transformarea de rotație plană 2×2 (13) a funcțiilor monoelectronice spinorbitale stă la baza posibilității aplicării Teoriei catastrofelor în studiul hermiticității multiplicatorilor Lagrange $\{\epsilon_{ij}\}$ din teoria MC—SCF, pe baza ei generîndu-se gradienții rotaționali (10) și (40), ca funcții dependente de un unic parametru de comportare (x sau z) și de mai mulți parametri de control $\{E_i ; i = \overline{1, 5}\}$.

6.7. Inducerea k-jeturilor $(k)) = 0 ; 2n$ $(n = \overline{1,3})$ și identificarea potențialelor catastrofă ce aproximează gradientul rotațional (10) a fost făcută conservînd condiția Hinze (6b) de independență a operatorului HFR $\hat{F}$ (sau a matricei $\hat{F}$) de unghiul α_{ij} al rotației plane 2×2 (13) a funcțiilor monoelectronice spinorbitale. În acest caz, condițiile topologice de aproximare a hermiticității multiplicatorilor Lagrange au fost stabilite, cercetînd suprafața necatastrofă (14), respectiv suprafețele catastrofă: *fald, coadă de rîndunică* și *wigwam* (definite de potențialele catastrofă (21), (24), respectiv (26)).

6.8. Negarea condiției Hinze (6b) ne conduce la substituirea expresiei (10) a (GRML) prin expresia nou obținută (40), hermiticitatea multiplicatorilor Langrage din teoria MC—SCF, topologic, devenind o problemă implicată în studiul suprafețelor catastrofă: *întoarcere, coadă de rîndunică, wigwam*, și *produs fald* $\otimes$ *fluture* (sau *produs întoarcere* $\oplus$ *coadă de rîndunică*), după inducerea k-jeturilor și identificarea potențialelor catastrofă corespunzătoare (cap. 5.)

6.9. Cazul condițiilor topologice *fald* a fost cercetat detaliat în capitolul 3, pe baza relațiilor (9d) — (9d^{v}), putîndu-se decela un $[(\Delta\epsilon')_r]_{minim}$ în cazul metilenei și al etilenei, proporțional cu 10^{-4} u., în concordanță cu rezultatele obținute, pentru aceleași sisteme cuantice, de către Hinze și Yurtsever [14] (pe calea SCF clasică).

6.10. Avantajele deducerii hermiticității tari din hermiticitatea slabă, pe baza condițiilor topologice stabilite în lucrare, sînt date prin posibilitatea reducerii unei probleme dependente de un mare număr de parametri, la o problemă polinomială, căreia, în Teoria Catastrofelor, i se identifică un număr de parametri de comportare și un număr de parametri de control, cu ajutorul cărora se poate cerceta comportarea hipersuprafeței (GRLM), inclusiv punctele de extremum(minim) și de anulare a (GRLM), explorînd suprafețele catastrofă ce o fitează.

6.11. Condițiile de aproximare a hermiticității multiplicatorilor Lagrange, de tip algebric Hinze ({CA}), respectiv de tip topologic ({CT}), (stabilite aici), sînt legate de problema convergenței în teoria SCF și, în particular, în teoria MC—SCF, deducerea ({CA}) din ({CT}) indicînd gradul mai înalt de generalitate al problemei convergenței SCF în limbaj matematic topologic. Prin ({CT}) stabilite, conform concluziei 6.9, calculul ordinului de mărime al $([\Delta\epsilon')]_{minim}$ și concordanța lui cu date similare existente în literatură [14], conduc la criterii de convergență și selfconsistență SCF, obținute pe cale neclasică.

6.12. Eroarea pătratică integrală (35) (cap. 4) indică creşterea gradului de fitare a suprafeţei (GRLM) prin structurile catastrofă puse în evidenţă, odată cu creşterea ordinului k-jeturilor, precum şi dependenţa ei de coeficienţii termenilor în y din expresiile (10) şi (40).

6.13. Rezultatele lucrării se înscriu în domeniul investigării teoriei şi metodei SCF clasice cu mijloacele neclasice ale Teoriei Catastrofelor, al cărei cadru conceptual oferă algoritme metodologice, analitice şi computaţionale mai rapide decît procedurile SCF clasice.

BIBLIOGRAFIE

1. *R. Mc Weeny*, Proc. Roy. Soc. (London) *235A*, 496 (1956).
2. C. C. *J. Roothaan*, Rev. Mod. Phys. *32*, 179 (1960).
3. *S. Huzinaga*, Phys. Rev. *122*, 131 (1961).
4. *R. Mc Weeny*, Phys. Rev., *126*, 1028 (1962).
5. *F. S. Birss, S. Fraga*, J. Chem. Phys. 38, 2252 (1963); *40*, 3203, 3207, 3212 (1964).
6. *M. Rossi*, J. Chem. Phys., *46*, 989 (1967).
7. *S. J. Hunt et al.*, Chem. Phys. Lett. *3*, 609 (1969).
8. *B. Levy*, Int. J. Quantum Chem. 4,297 (1970).
9. *R. Thom*, „Stabilité structurelle et morphogénèse", Benjamin, New York, 1972.
10. *J. Hinze*, J. Chem. Phys. 59, 6424 (1973).
11. *J. Hinze*, Advan. Chem. Phys. *26*, 312 (1974).
12. *A. E. R. Woodcock, T. Poston*, „A Geometrical Study of the Elementary Catastrophes", Springer, Berlin, 1974.
13. *T. Poston, I. Stewart*, „Catastrophe Theory and Its Application", Pitman, London, 1978.
14. *Hinze, E. Yurtsever*, J. Chem. Phys. *70*, 3188 (1979).
15. *R. Carbó, O. Groppen*, Advan. Quantum Chem. *12*, 159 (1980).
16. *R. Carbó, L. Domingo, J. J. Peris*, Advan. Quantum Chem. *15*, 215 (1982).
17. *V. Scridonesi — Călin, M. Vasiu, I. M. Popescu*, Buletinul IPB (Seria Electronică) *46—47*, 15 (1984—1985); *V. Scrindonesi-Călin*, St. Cerc. Fiz. *38* (1986).

Topological Conditions for the Approximation of the Hermiticity of the Lagrange Multipliers in the MC-SCF Theory

Applying *The Catastrophe Theory* to the study of the MC — SCF theory the paper substitutes the algebraic conditions ({*CA*})/10 of approximation of hermiticity of the Lagrange multipliers by the topological conditions ({*CT*}), analysing the physical and mathematical consequences of the substitution. Initially, preserving the condition of independence of the HFR operator $\hat{F}$ to the α_{ij} angle of 2×2 plane rotation of the basic function a set of ({CT}) for the rotational gradient of Lagrange multipliers (GRLM) is deduced. Finally, counting on the dependence of $\hat{F}$ to α_{ij} angle, we obtain another (GRLM) and for that gradient we induce a second set of ({CT}) of the approximation of the hermiticity. The importance of the inducing and the research of these ({CT}) being given by the connection of the hermiticity of Lagrange multipliers with the solving of the orbital HFR Eqs., with the orbital energies, with the SCF convergence and selfconsistence, the present paper enlists itself in the field of the investigation of the classical SCF theory and method by the nonclassical means, offered by *The Catastrophe Theory*.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁRA 1848

6.12. Eroarea pătratică integrală (37) (cap. 4) indică creșterea gradului de fitare a suprafeței (GRLM) prin structurile catastrofă puse în evidență, odată cu creșterea ordinului k-jeturilor, precum și dependența de coeficienții termenilor în y din expresiile (10) și (10).

6.13. Rezultatele lucrării se încerin în domeniul investigării teoriei și metodei SCF clasice cu mijloacele noțiunilor ale Teoriei Catastrofelor, al căror cadru conceptual oferă algoritme metodologice, manifeste și computaționale mai rapide decît procedurile SCF clasice.

C.Z.: 681.7

INTERPOLATOR OPTIC DE CONSTRUCŢIE SPECIALĂ

T. DEMIAN, D. BĂCESCU*

Lucrarea prezintă descrierea unui interpolator care se bazează'n funcţionare pe variaţia lăţimii unei pene netransparente la trecerea acesteia prin dreptul unei fante, realizînd în felul acesta două palpatoare optice cu deschidere măsurabilă.

Microscopul de măsurare are o componentă importantă, interpolatorul care de regulă echipează ocularul şi care are ca scop determinarea cu mare precizie a distanţei dintre două repere sau a distanţei dintre două extremităţi ale imaginii unui mic obiect. Interpolatorul, în sens restrîns, este o construcţie mecanică care se bazează pe observarea directă a unor mişcări fine comandate prin intermediul unor demultiplicări de mişcări relativ mari uşor de măsurat.

În toate construcţiile opticomecanice clasice interpolatorul are ca piesă de bază reticule desenate pe fond luminos care sînt aşezate în planul focal obiect al ocularului, adică sînt suprapuse peste imaginea preluată de ocular şi care provine de la obiectul supus măsurării prin intermediul obiectivului microscopului de măsurare. Desenele reticulelor sînt iluminate chiar de energia luminoasă provenită de la obiect.

În unele cazuri obiectul supus măsurării se află în condiţii speciale şi nu poate fi iluminat corespunzător, desenele reticulelor care intră în construcţia interpolatorului nu pot fi văzute clar şi deci măsurarea se face greu sau nu se poate face. Acest lucru este un argument în favoarea unor construcţii care să se bazeze pe alte principii decît cele obişnuite. Analizînd cauza care conduce în anumite situaţii la folosirea necorespunzătoare a ocularelor se ajunge la concluzia că reticulele trebuie iluminate în mod favorabil de o sursă suplimentară sau construcţia interpolatorului trebuie făcută în aşa fel încît o imagine luminoasă să se suprapună peste imaginea mai puţin luminoasă a obiectului. Un astfel de interpolator este

* Prof. dr. docent; Asist. ing., catedra Mecanică fină

construit din două reticule; unul mobil prezentat în fig. 1 și unul fix prezentat în fig. 2. Reticulul mobil are inscripționat în partea de sus, pe fond transparent, diviziuni care reprezintă măsura, iar în partea centrală un desen în formă de pană netransparentă. Reticulul fix are inscripționat în partea de sus, pe fond transparent, diviziuni cu rol de vernier

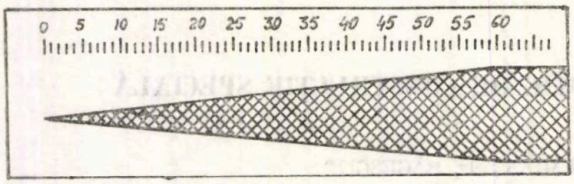


Fig. 1. Reticulul mobil al interpolatorului.

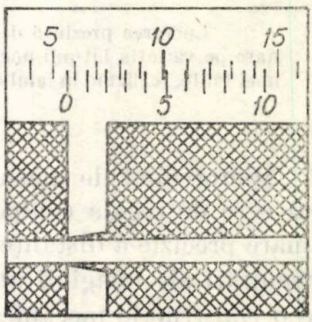
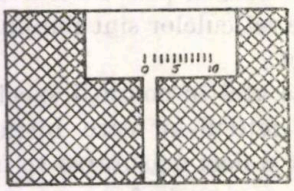


Fig. 2. Reticulul fix al interpolatorului.

cu ajutorul cărora precizia este de 0,1 din valoarea diviziunii reticulului mobil, iar pe verticală reticulul are o fantă cu muchia din stînga aliniată pe direcția diviziunii zero a vernierului. Combinarea celor două reticule, arătată în fig. 3, realizează imaginea a două palpatoare luminoase care



Tig. 3. Imaginea vizibilă în ocularul interpolatorului.

vor trebui suprapuse optic peste imaginea obiectului supus măsurării (în figură se arată cum palpatoarele optice încadrează imaginea unui fir). Pentru a vedea precizia și domeniul de măsurare se poate apela la schema de principiu din fig. 4 din care se vede că pentru o deplasare X a reticulului mobil, lățimea palpatorului optic este $x' = 2X\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}$. Dacă se ține seama că imaginea obiectului este mărită de obiectivul microscopului de

β_1 ori și că imaginea palpatorului optic se transportă cu o mărire transversală β_2 atunci lățimea reală a obiectului este $x = (\beta_2/\beta_1)2X\text{tg}\,\frac{\alpha}{2} = kX$ unde k reprezintă constanta de măsurare a interpolatorului. Domeniul maxim de măsurare se obține considerînd $X = X_{max}$ deci $D = kX_{max}$,

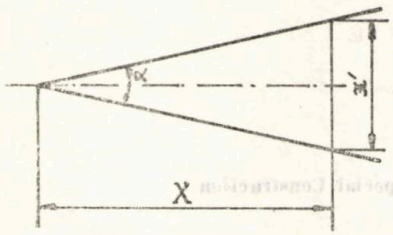


Fig. 4. Schema de calcul a preciziei interpolatorului.

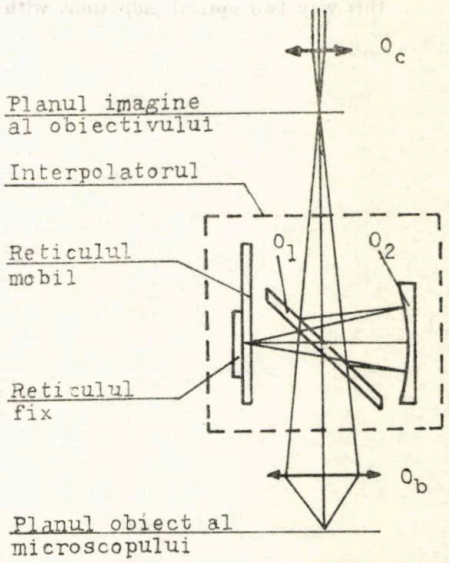


Fig. 5. Microscop de măsurare dotat cu interpolator special.

iar precizia teoretică de măsurare se obține considerînd $X = 1$ (unitatea) și că acțiunea vernierului mărește de zece ori precizia de măsurare deci $p = 0{,}1\ k$. Mărimile α, β_1, β_2, pot fi alese în așa fel încît constantele de transformare să fie numere întregi.

Pentru exemplificare dacă se consideră unitatea 1 mm ; $\alpha = 28{,}0724°$ $\beta_1 = 10$, $\beta_2 = 2$, $X_{max} = 40$ mm, se obține; $k = 0{,}01$, $D = 0{,}4$ mm, $p = 0{,}001$ mm. Aceste cifre permit să se afirme că pentru scopuri de cercetare interpolatorul este corespunzător. Mai mult decît atît prin variația lui β_1 se poate schimba domeniul și precizia interpolatorului.

În fig. 5 se dă o soluție constructivă pentru un astfel de interpolator unde suprapunerea imaginii din fig. 3 peste imaginea imaginii obiectului dată de obiectivul microscopului O_b se face cu ajutorul oglinzii semitransparente O_1 și a oglinzii sferice O_2. Cele două imagini suprapuse sînt privite de ocularul microscopului de măsurare O_c.

BIBLIOGRAFIE

1. Brevet de invenție nr. 84603. C1 ; G 02 B 21/36

Ocular for Measurement with a Special Construction

The work presents the description of an ocular for measurement with a special construction which is based in its functionality on the varation of the width of a key untransparent in the case of its passing along a slit realizing in this way two optical palpations with a measurable opening.

C.Z.: 66.018.4 : 66.047.57

DEFORMAȚII TERMICE ÎN ÎMBINAREA VIROLĂ DE ÎNTĂRIRE — TUB METALIC, LA AGREGATELE CU TAMBUR ROTATIV

GH. IORDACHE, T. SIMA *

Lucrarea analizează starea de deformații termice din încărcarea virolă de întărire — tub metalic, la agregatele cu tambur rotativ.

Exemplul de calcul prezentat, pentru trei diferențe de temperatură (5K, 10 K și 15 K), dintre cele două elemente, dovedește că tensiunile care apar sînt însemnate. Acestea prin compunere cu tensiunile din calcul obișnuit de rezistență pot conduce la valori ce depășesc valoarea admisă pentru astfel de utilaje.

1. Aspecte generale

Îmbinarea a două corpuri geometrice, între care există diferențe de temperatură, chiar dacă au aceeași geometrie, conduce la deformații diferite, care dau naștere, dacă sînt împiedicate să se dezvolte liber, la tensiuni termice, cu atît mai însemnate cu cît diferența de temperatură, dintre cele două corpuri, este mai mare.

În cazul agregatelor cu tambur, virola de întărire, de sub bandajele de sprijin și de sub coroana dințată, este sudată pe tubul metalic. Virola de întărire avînd suprafața liberă parțial în contact cu aerul, parțial în contact cu un corp metalic masiv (bandajul sau coroana) are temperatura mai redusă decît porțiunea din tubul metalic de sub virolă. Tensiunile termice care pot lua naștere, datorită deformațiilor împiedicate, pot conduce la deformații ale tubului metalic care, transmise zidăriei interioare, să provoace distrugerea acesteia (prăbușirea zidăriei). În această lucrare ne-am propus studierea deformațiilor din îmbinarea virolă de întărire — tub metalic și stabilirea tensiunilor care iau naștere.

2. Deformația învelișului cilindric

Îmbinarea dintre virola de întărire și tubul metalic poate fi considerată ca o îmbinare dintre doi cilindri cu pereți subțiri ($R \gg \delta$) suprapuși (fig. 1).

* Conf. dr. ing.; Asist. ing., catedra Utilaj tehnologic-chimic

Ținînd seama că încărcarea termică a celor două corpuri cilindrice este axial simetrică, putem utiliza teoria învelișurilor de revoluție cu pereți subțiri [1, 2].

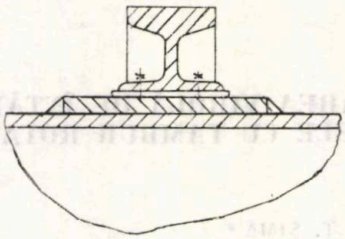


Fig. 1. Schema îmbinării virolei de întărire-tub metalic (bandaj).

Deformațiile radiale care iau naștere în acest caz sînt [2]:

$$w_x^{(P_0)} = \frac{-rT_x^{(P_0)}}{\delta E} \tag{1}$$

$$w_x^{(M_0)} = \frac{-rT_x^{(M_0)}}{\delta \cdot E} \tag{2}$$

în care $T_x^{(P_0)}$, $T_x^{(M_0)}$ sînt încărcările inelare uniform repartizate, produse de sarcina transversală P_0, respectiv de momentul meridional M_0. Dacă se înlocuiesc expresiile încărcărilor inelare se obține pentru elementul 2, de exemplu:

$$w_x^{(P_{01})} = -\frac{2kr^2P_{01}e^{-kx}\cos kx}{\delta E} \tag{3}$$

$$w_x^{(M_{01})} = -\frac{2k^2r^2M_{01}e^{-kx}(\cos kx - \sin kx)}{\delta E} \tag{4}$$

unde k este coeficientul de amortizare; r — raza învelișului; δ — grosimea învelișului; E — modulul de elasticitate al materialului; P_0, M_0 — sarcina transversală, respectiv momentul meridional (fig. 2)

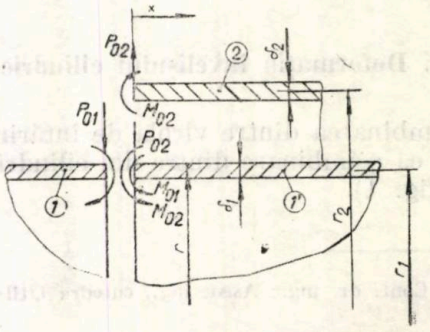


Fig. 2. Schema de încărcare a îmbinării dintre două corpuri cilindrice.

Coeficientul de amortizare pentru învelișul cilindric este [1, 2];

$$k = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)} \cdot \frac{1}{\sqrt{r\delta}} \tag{5}$$

în care μ este coeficientul contracției transversale (coeficientul lui Poisson). Pentru obținerea sarcinilor transversale și a momentelor de contur se scriu relațiile de echilibru, din teoria cu momente [2], pentru cele două virole cilindrice. Considerînd că se face o secționare în zona de îmbinare a celor doi cilindri (fig. 2), se poate scrie :

$$\frac{2k_1r_1^2}{\delta_1 E} P_{01} + \frac{2k_1^2r_1^2}{\delta_1 E} M_{01} - \alpha_1 r_1 t_1 = \frac{2k_1r_1^2}{\delta_1 E_1}(P_{02} - P_{01}) +$$

$$+ \frac{2k_1^2r_1^2}{\delta_1 E_1}(M_{01} + M_{02}) - \alpha_1 r_1 t_1' \tag{6}$$

$$\frac{2k_1^2r_1^2}{\delta_1 E} P_{01} + \frac{4k_1^3r_1^2}{\delta_1 E} M_{01} = \frac{2k_1^2r_1^2}{\delta_1 E}(P_{01} - P_{02}) - \frac{4k_1^3r_1^2}{\delta_1 E}(M_{01} + M_{02}) \tag{7}$$

$$\frac{2k_1r_1^2}{\delta_1 E}(P_{02} - P_{01}) + \frac{2k_1^2r_1^2}{\delta_1 E}(M_{01} - M_{02}) - \alpha_1 r_1 t_1 = -$$

$$= -\frac{2k_2r_2^2}{\delta_2 E} P_{02} - \frac{2k_2r_2^2}{\delta_2 E} M_{02} - \alpha_2 r_2 t_2 \tag{8}$$

$$\frac{2k_1^2r_1^2}{\delta_1 E}(P_{01} - P_{02}) - \frac{4k_1^3r_1^2}{\delta_1 E}(M_{01} + M_{02}) =$$

$$= \frac{2k_2^2r_2^2}{\delta_2 E} P_{02} + \frac{4k_2^3r_2^2}{\delta_2 E} M_{02}. \tag{9}$$

în care α_1, α_2 sînt coeficienții de dilatare liniară a materialului de execuție a celor două corpuri cilindrice (practic $\alpha_1 = \alpha_2$); t_1, t_2 temperaturile celor două corpuri cilindrice.

Menționăm că în condiții corecte de proiectare și montare, între virola de întărire și bandaj (sau coroană) există joc, chiar și în cazul montajului rigid, deci nu apar dilatări împiedicate și la partea exterioară a virolei de întărire. Dacă, dintr-o greșeală de proiectare sau montaj nu există joc între virola de întărire și bandaj (coroană) tensiunile sînt însemnate, iar rezultatele sînt de nedorit [3].

În relațiile (6) — (9) considerînd $t_1 \approx t_1'$, $r_1 \approx r_2 = r^*$ și $\delta_2 = 2\delta_1$ [4] rezultă, pentru $\mu_1 = \mu_2 = 0{,}3$ (pentru oțel), $k_2 = \frac{k_1}{\sqrt{2}}$, respectiv :

$$2P_{01} - P_{02} = k_1 M_{02}\,; \tag{10}$$

$$P_{02} = -2k_1(2M_{01} + M_{02})\,; \tag{11}$$

$$2(P_{02} - P_{01}) + \frac{P_{02}}{\sqrt{2}} + 2k_1(M_{01} + M_{02}) + \frac{k_1 \cdot M_{02}}{2} = \frac{\alpha E \Delta t\, \delta_1}{rk_1}\,; \tag{12}$$

$$P_{01} - P_{02} - \frac{P_{02}}{4} = 2k_1(M_{01} + M_{02}) + \frac{k_1 M_{02}}{2\sqrt{2}}\,, \tag{13}$$

unde $\Delta t = t_1 - t_2$.

Din sistemul format de relațiile (10) — (13) rezultă :

$$P_{01} = \frac{\alpha E \Delta t\, \delta_1}{3rk_1}\,; \tag{14}$$

$$M_{01} = -\frac{\alpha \Delta t E \delta_1}{2rk_1^2}\left(\frac{2-\sqrt{2}}{3}\right)\,; \tag{15}$$

$$P_{02} = \frac{2\sqrt{2}}{3} \cdot \frac{\alpha E \Delta t \delta_1}{rk_1}\,; \tag{16}$$

$$M_{02} = \frac{2(1-\sqrt{2})}{3} \frac{\alpha E \Delta t \delta_1}{rk_1^2}\,. \tag{17}$$

Relațiile (14) — (16) permit calcularea deformațiilor radiale [rel. (3) și (4)]. În domeniul elastic deformațiile pot fi însumate algebric. Deformația împiedicată, dintre cele două corpuri cilindrice, poate fi calculată cu relația :

$$\Delta w = |\{[w_x^{(P_{01})}]_{1'} - [w_x^{(P_{02})}]_{1'} - [w_x^{(M_{01})}]_{1'} - [w_x^{(M_{02})}]_{1'}\}| - |\{[w_x^{(P_{02})}]_2 + [w_x^{(M_{02})}]_2\}| \tag{18}$$

3. Tensiuni termice

Tensiunea rezultantă ca urmare a deformației împiedicate va fi dată de relația lui Hooke :

$$\sigma = \frac{\Delta w \cdot E}{r} \tag{19}$$

* De exemplu pentru $r_1 = 1{,}4$ m și $\delta_2 = 0{,}04$ m, deci $r_2 = 1{,}44$ m, eroarea care se face, considerînd $r_1 \approx r_2$, este de 2,85%.

4. Exemplu de calcul

Se consideră un agregat cu tambur cilindric avînd diametrul exterior Ø 2,8 m și grosimea peretelui $\delta_1 = 0{,}02$ m. Grosimea virolei de întărire este $\delta_2 = 2\delta_1 = 0{,}04$ m.

Alte date necesare vor fi:

— modulul de elasticitate $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ N/m^2;

— coeficientul de dilatare $\alpha = 12{,}2 \cdot 10^{-6}$ K^{-1}.

Pentru diferențele de temperatură între cele două elemente se vor adopta următoarele valori $\Delta t = 5$; 10; 15 K.

Se va considera, pentru început, situația cea mai defavorabilă zona de îmbinare dintre cele două virole $x = 0$ (fig. 2).

În acest caz se obțin valorile din tabelul 1. Pentru a stabili modul de variație al deformațiilor și tensiunilor în lungul virolei s-au dat valori variabilei x din relațiile (3), (4), (18), respectiv (19) și s-au trasat curbele de variație (fig. 3—7).

Deoarece virola de întărire are lungime redusă este important de stabilit gradul de influență al încărcării celor două capete ale sale. Pentru a constata aceasta, în cazul considerat, s-au suprapus curbele deformațiilor (fig. 8) și ale tensiunilor (fig. 9), pentru cea mai mare diferență de temperatură ($\Delta t = 15$ K).

Lungimea virolei de întărire, s-a considerat ca fiind egală cu de două ori lățimea bandajului [4]. Lățimea bandajului pentru diametrul tamburului cu Ø 2,8 m este de 0,22 m [2].

Deci lățimea virolei de întărire este de 0,44 m.

5. Concluzii

Din analiza tabelului 1 și a curbelor de variație a deformației și tensiunilor (fig. 3—6) se constată că datorită diferenței de temperatură dintre virola de întărire și tambur apar deformații locale și ca o consecință și tensiuni locale însemnate, care cumulate cu deformațiile, respectiv tensiunile, din calculul obișnuit de rezistență pot conduce la depășirea deformației sau tensiunii admisibile. Analizînd curbele din figurile 8 și 9 se constată că deși deformația și tensiunile maxime sînt tot cele de la capetele virolei de întărire, totuși se observă o creștere a celor două caracteristici chiar și la mijlocul virolei.

În concluzie se impune ca în practica de proiectare, pe lîngă calculul obișnuit de rezistență să se facă verificarea acestor virole de întărire pentru a stabili dacă condițiile locale de rezistență se încadrează în limitele admisibile.

Tabelul 1

Δt [K]	P_{01} [N/m]	P_{02} [N/m]	M_{01} [Nm/m]	M_{02} [Nm/m]	$[W_x^{(P_{01})}]_{1'}$ [m]	$[W_x^{(P_{02})=0}]_{1'}$ [m]	$[W_x^{(M_{01})=0}]_{1'}$ [m]	$[W_x^{(M_{02})=0}]_{1'}$ [m]	$[W_x^{(P_{02})=0}]_2$ [m]	$[W_x^{(M_{02})=0}]_2$ [m]	$[\Delta W_x=0]_{1'}$ [m]	$[\Delta W_x=0]_2$ [m]	$\Delta W_x = c$ [m]	σ [N/m^2]
5	7940,871877	22460,17741	−302,7721046	−856,3688331	$5{,}6933\cdot10^{-5}$	$-1{,}6103\cdot10^{-4}$	$-1{,}6675\cdot10^{-5}$	$-4{,}7165\cdot10^{-5}$	$5{,}6933\cdot10^{-5}$	$1{,}1791\cdot10^{-5}$	$-4{,}0257\cdot10^{-5}$	$4{,}5142\cdot10^{-5}$	$-4{,}885\cdot10^{-6}$	−732750
10	15881,74375	44920,35482	−605,5442092	−1712,7391666	$1{,}1386\cdot10^{-4}$	$-3{,}2206\cdot10^{-4}$	$-3{,}3350\cdot10^{-5}$	$-9{,}4330\cdot10^{-5}$	$1{,}1386\cdot10^{-4}$	$2{,}3582\cdot10^{-5}$	$-8{,}0515\cdot10^{-5}$	$9{,}0284\cdot10^{-5}$	$-9{,}7691\cdot10^{-6}$	−1465365
15	23822,61563	67380,53223	−908,3163138	−2569,1064499	$1{,}708\cdot10^{-4}$	$-4{,}8309\cdot10^{-4}$	$-5{,}0026\cdot10^{-5}$	$-1{,}4149\cdot10^{-4}$	$1{,}708\cdot10^{-4}$	$3{,}5393\cdot10^{-5}$	$-1{,}2077\cdot10^{-4}$	$1{,}3542\cdot10^{-4}$	$-1{,}4656\cdot10^{-5}$	−2198400

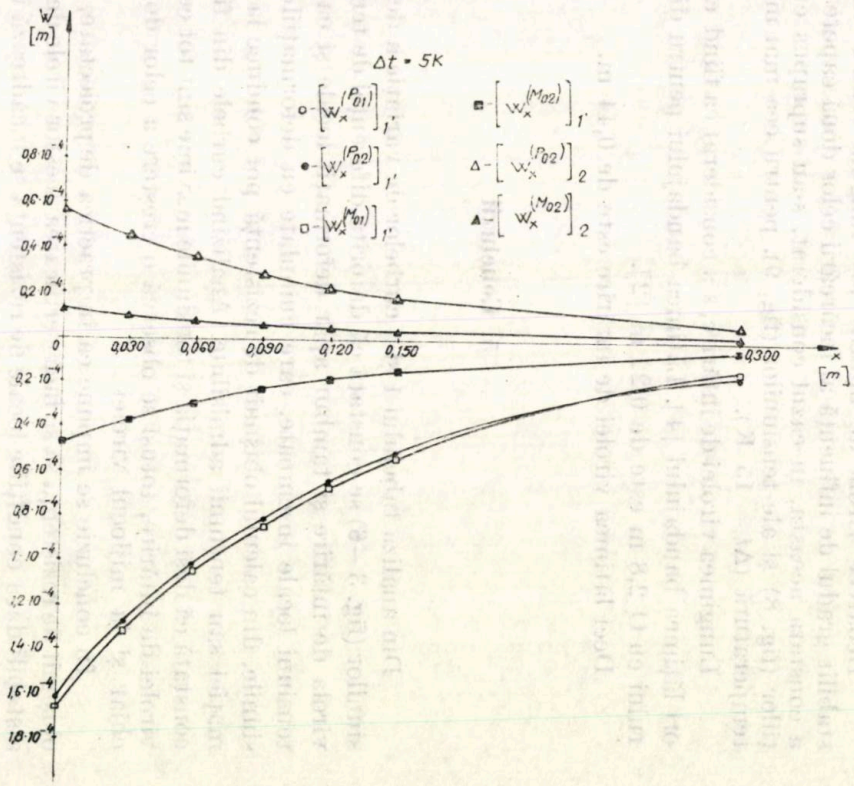


Fig. 3

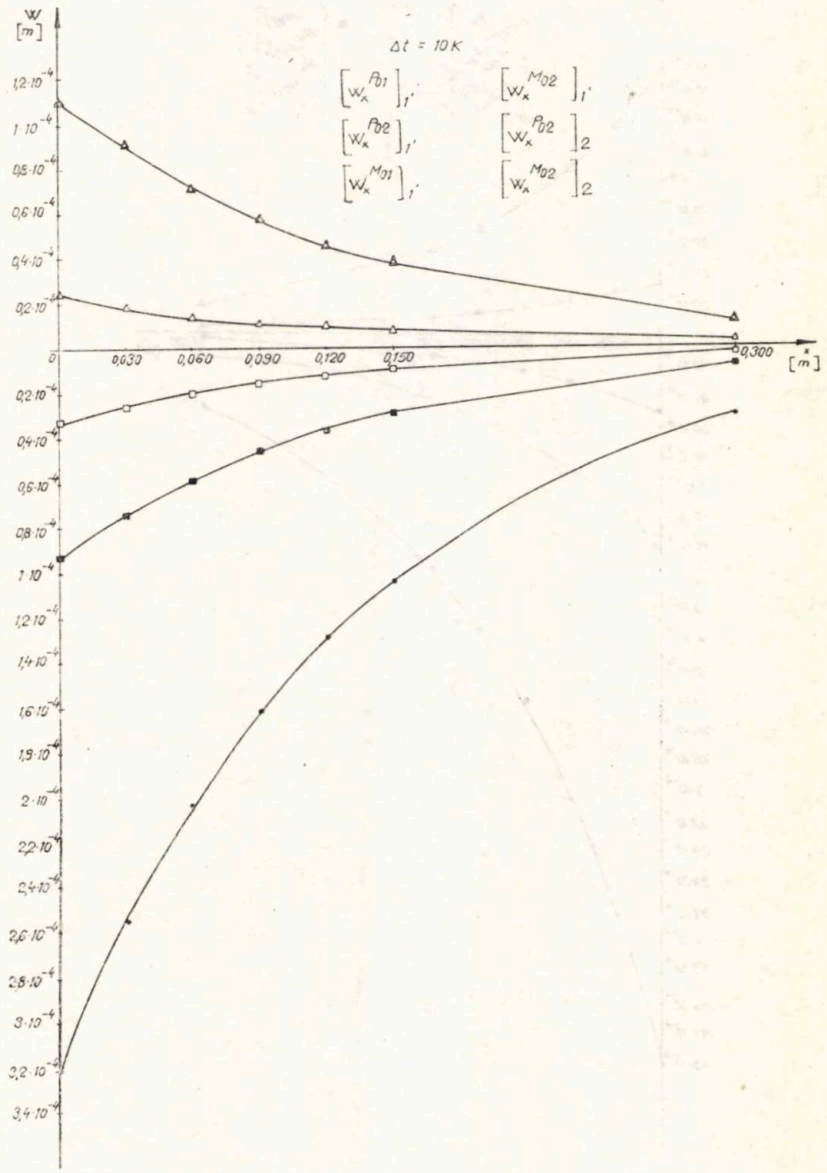

w [m]
Δt = 10 K
[w_x^Pb1]_1'
[w_x^Pb2]_1'
[w_x^M01]_1'
[w_x^M02]_1'
[w_x^Pb2]_2
[w_x^M02]_2
0,030
0,060
0,090
0,120
0,150
0,300
x [m]

Fig. 4

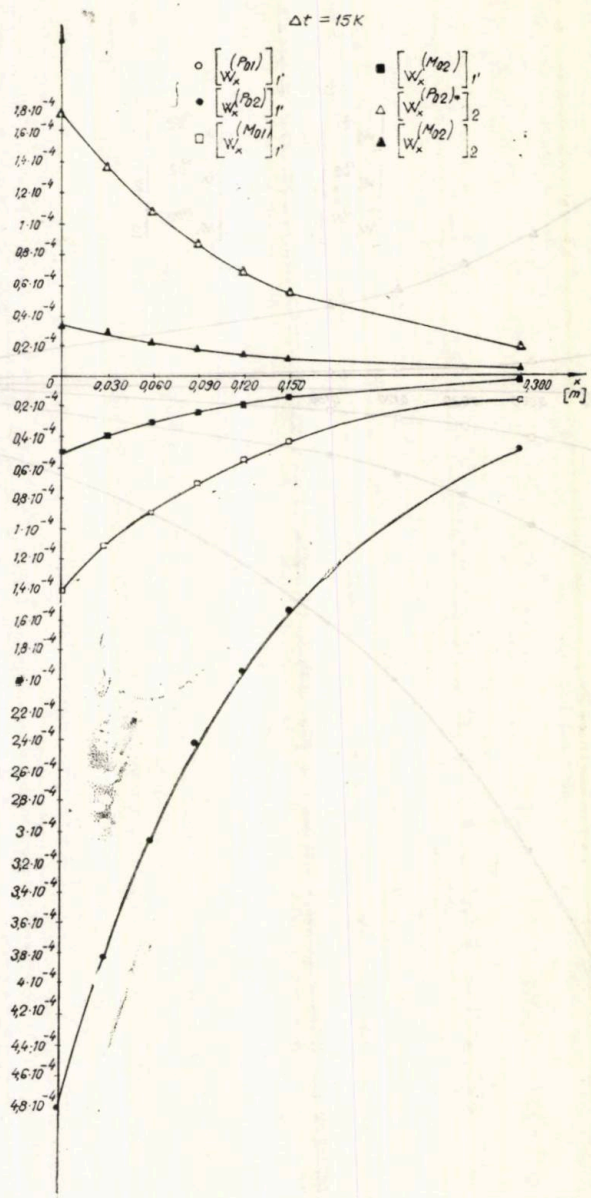


Fig. 5

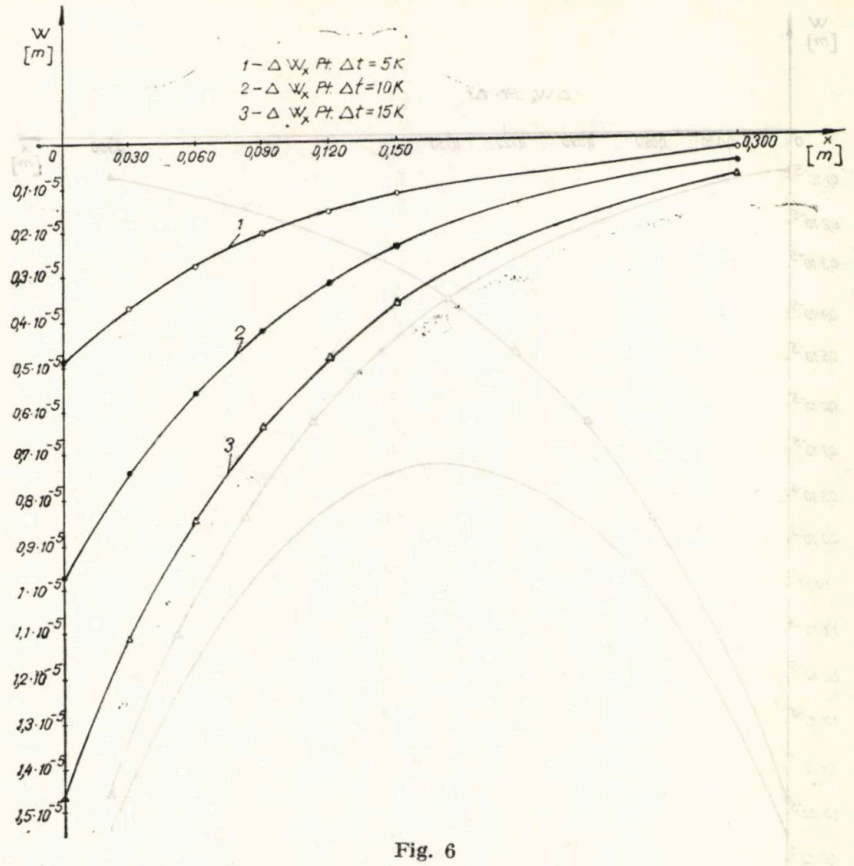


Fig. 6

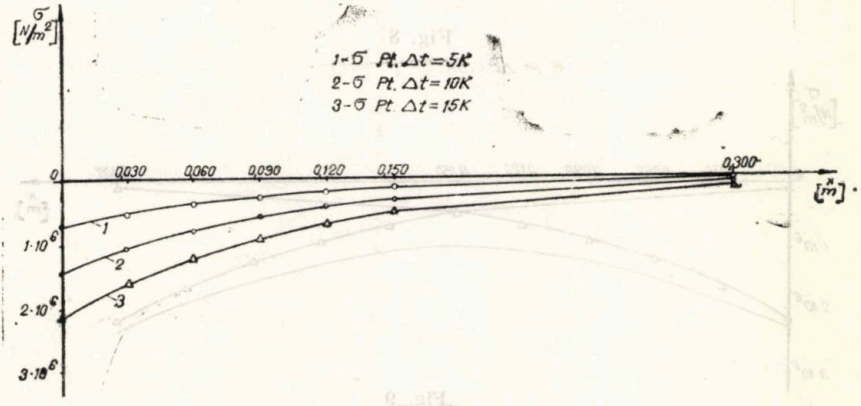


Fig. 7

BIBLIOGRAFIE

1. *Z. B. Kantorovici*, Die Festigkeit der Apparate und Maschinen für die Chemische Industrie, Ver'ag Technik, Berlin, 1955.
2. M. *Renert*, Calculul și construcția utilajului chimic, vol. I, ed. III, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1971.
3. *Gh. Iordache, Gh. Ene*, Construcția de mașini, în curs de apariție.
4. *A. D. Domașnev*, Utilaje pentru industria chimică, Ed. Tehnică, București, 1962.

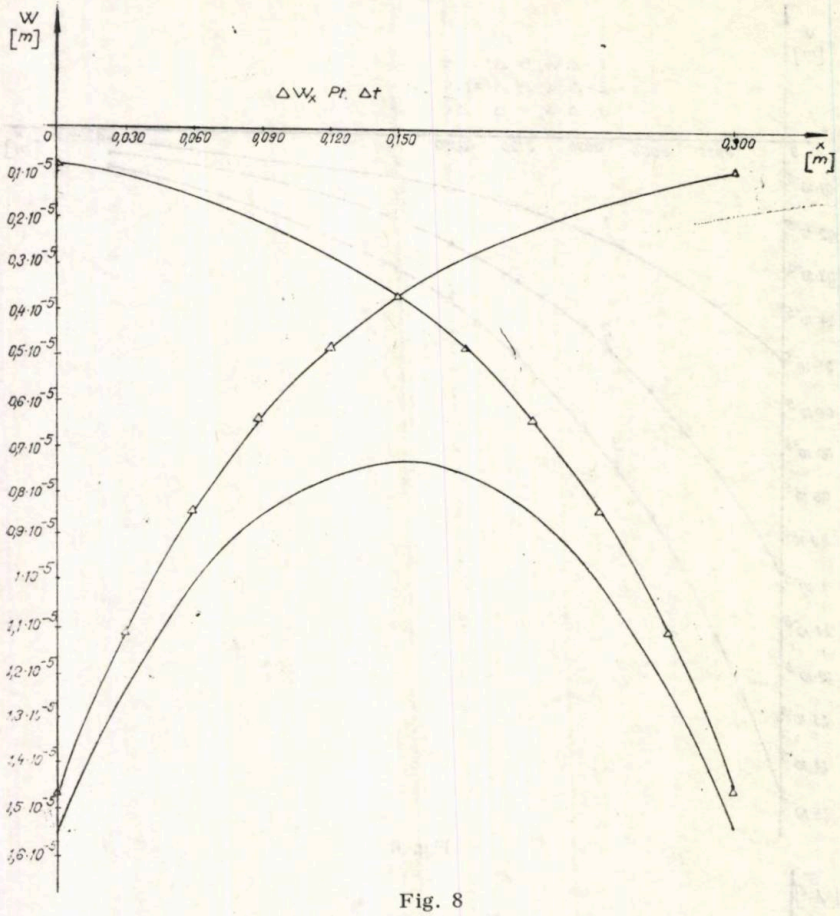


Fig. 8

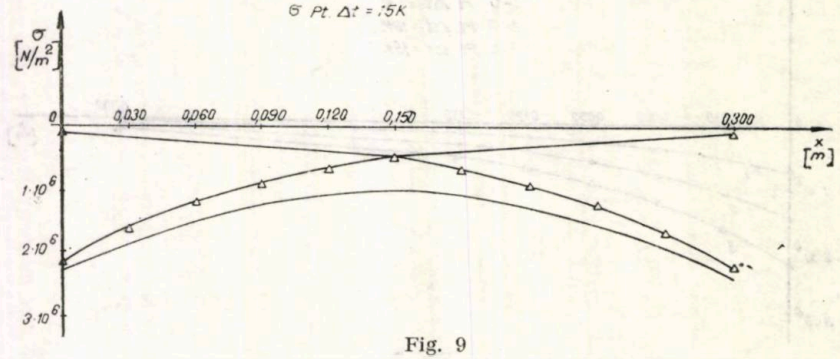


Fig. 9

Thermal Deformations in Strengthening Ring-Metallic Tube Joint, for Rotary Thimble Aggregate

The paper analyses thermal deformations state in strengthening ring-metallic tube charging, for rotary thimble aggregate.

The application presented, done for three temperature differences (5K, 10K and 15K) among the elements, proves that the stresses which appeared are significant. These stresses added to the stresses from usual strength calculation may give results over the allowable value for such equipments.

C.Z.: 532.556.42
621.674
517

DETERMINAREA PRIN CALCUL A PERFORMANȚELOR UNEI POMPE AXIALE PROIECTATE

GH. ZIDARU, V. TCACENCO*

Se determină prin calcul curbele energiei specifice $Y(Q)$ și randamentului hidraulic η (Q) în funcție de debit.

Metoda constă în integrarea numerică a ecuației echilibrului radial în interstițiul din aval de fiecare paletaj, cu luarea în considerație a debitului și a valorilor vitezei și presiunii din secțiunea de intrare în primul paletaj, precum și a unor corelații empirice pentru pierderea de energie și unghiul vitezei la ieșire din rețelele de profile care alcătuiesc fiecare paletaj.

1. Introducere

Realizarea unor pompe axiale cu performanțe energetice și cavitaționale ridicate necesită aplicarea metodelor avansate de proiectare, bazate pe optimizarea hidrodinamică a paletajelor. Mijloacele moderne de calcul permit îmbunătățirea ipotezelor admise la proiectare, astfel încît chiar în această fază să poată fi selecționate cele mai bune două-trei variante care apoi să fie executate, eventual la scară redusă și încercate în laborator. În acest mod, se reduce costul cercetărilor experimentale și scade timpul de asimilare a prototipurilor.

Proiectarea hidrodinamică este supusă încă unor elemente subiective, astfel că pentru aceleași date (debitul, energia specifică de pompare, turația sau contrapresiunea) rezultă mai multe variante privind gabaritele, încărcarea paletajelor, tipurile de profile adoptate etc.

Determinarea prin calcul pentru fiecare variantă a curbelor energiei specifice $Y(Q)$ și randamentului hidraulic η_h (Q) în funcție de debit, precum și a repartiției presiunii pe palele rotorice permite selecționarea celor mai bune variante de la proiectare.

Metoda prezentă constă în integrarea ecuației echilibrului radial în interstițiul din aval de fiecare paletaj, cu luarea în considerație a debitului și a valorilor vitezei și presiunii din secțiunea de intrare în primul paletaj, precum și a unor corelații empirice pentru pierderea de energie și unghiul vitezei la ieșire din rețelele de profile care alcătuiesc fiecare paletaj.

Cunoscînd distribuția radială a componentelor vitezei și a presiunii în fiecare interstițiu, se determină curbele $Y(Q)$ și $\eta_h(Q)$, iar repartiția vitezei, deci și a presiunii pe palele rotorice se află prin aplicarea metodei

* Conf. dr. ing.; Șef lucrări dr. ing., catedra Hidraulică

ecuațiilor integrale sau a metodei singularităților. Ultima problemă fiind îndeobște cunoscută, nu se abordează în această lucrare.

Metoda expusă poate fi aplicată atît pompelor și ventilatoarelor axiale monoetajate, cît și celor multietajate. În lucrarea prezentă, se exemplifică metoda pentru o pompă axială monoetajată executată după schema mai des întîlnită R + AD (rotor urmat de aparat director (fig. 1).

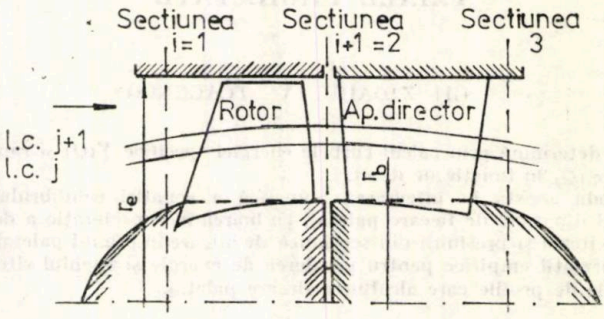


Fig. 1

2. Ecuația echilibrului radial

Ecuația echilibrului radial într-un interstițiu oarecare dintre paletaje se scrie astfel [5], [6]:

$$\frac{1}{2}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(c_z^2) + \frac{1}{2r^2}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(c_u r)^2 = \frac{\mathrm{d}I^*}{\mathrm{d}r}, \tag{1}$$

unde

$$I^* = \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \frac{p}{\rho} + \frac{c_z^2 + c_u^2}{2} \quad (c_r \cong 0). \tag{2}$$

Dacă interstițiul este în aval de un paletaj rotoric,

$$I^* = Y^* + uc_u = \frac{p}{\rho} + \frac{w^2 - u^2}{2} + uc_u. \tag{3}$$

În problema de proiectare, se adoptă o variație a cuplului hidraulic $c_u r = f(r)$ și se obține dependența $c_z(r)$, [5], [7].

În problema studiată aici, paletajele sînt profilate, deci se cunosc elementele geometrice ale rețelelor de profile la diferite raze; de asemenea, se dau debitul Q al pompei, precum și variația în raport cu raza a componentelor c_u și c_z și a energiei specifice I^* la intrarea în primul paletaj.

Cunoscînd forma butucului în zona de intrare și debitul, se află poziția radială a liniilor de curent și componentele vitezelor imediat în

amonte de primul paletaj, considerînd mișcarea ca fiind axială simetrică din exteriorul unei carene deschise libere [5], sau, mai exact, întubate [7].

La integrarea numerică a ecuației (1), notăm cu $i = 1$ secțiunea din amonte de paletajul studiat și $i + 1 = 2$ secțiunea din aval de acest paletaj. Fiind cunoscute mărimile c_{z1}, c_{u1}, și I_1^*, rezultă condițiile la limită pentru mărimile corespunzătoare ale secțiunii 2 :

$$Q = 2\pi \int_{r_b}^{r_e} c_{z2}\, r\, dr; \tag{4}$$

— dacă paletajul este rotoric,

$$I_2^* = I_1^* + u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} - \Delta p_{0v}/\rho; \tag{5}$$

— dacă paletajul este director (fix),

$$I_2^* = I_1^* - \Delta p/\rho. \tag{6}$$

Cu Δp_{0v} se notează pierderea de presiune totală în rețeaua de profile corespunzătoare secțiunii paletajului cu suprafața de curent j considerată.

Ecuația (1) se integrează numeric între suprafețele de curent j și $j + 1$ și rezultă :

$$\frac{c_{z2,j+1}^2 - c_{z2,j}^2}{2} + \frac{1}{2}\left(\frac{c_{u2,j+1}^2}{r_{2,j+1}} + \frac{c_{u2,j}^2}{r_{2,j}}\right) \cdot$$

$$(r_{2,j+1} - r_{2,j}) + \frac{1}{2}(c_{u2,j+1}^2 - c_{u2,j}^2) = I_{2,j+1}^* - I_{2,j}^* \tag{7}$$

În această ecuație, se consideră drept necunoscută componenta $c_{z2,j+1}$ de pe linia de curent $j + 1$, iar valorile $c_{z2,j}$ și $r_{2,j}$ de pe linia de curent j se cunosc din pasul anterior de integrare numerică. Se obține

$$c_{z2,j+1}^2 = c_{z2,j}^2 + 2\,(I_{2,j+1}^* - I_{2,j}^*) - \left(\frac{c_{u2,j+1}^2}{r_{2,j+1}} + \frac{c_{u,2,j}^2}{r_{2,j}}\right)$$

$$\cdot\,(r_{2,j+1} - r_{2,j}) - (c_{u2,j+1}^2 - c_{u2,j}^2), \tag{8}$$

în care, ținînd seama de relațiile (5) și (6), se poate scrie :

— pentru paletaj rotoric,

$$I_{2\,j+1}^* - I_{2,j}^* = I_{1,j+1}^* + Y_{t,j+1} - (\Delta p_{0v}/\rho)_{j+1} - I_{2,j}^*); \tag{9}$$

— pentru paletaj director,

$$I_{,j+1} - I_{2,j} = I_{1,j+1}^* - (\Delta p_{0v}/\rho)_{j+1} - I_{2,j}^*). \tag{10}$$

În formula (9), $Y_{t,j+1}$ este energia specifică teoretică a secțiunii palei cu suprafața de curent $j+1$

$$Y_{t,j+1} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})_{j+1}. \tag{11}$$

Pe de altă parte, componenta tangențială a vitezei se exprimă în cazul paletajului rotoric, în funcție de componenta axială c_{z2} și de unghiul β_2 al vitezei relative astfel :

$$c_{u2,j+1} = u_{2,j+1} - c_{z2,r+1} \operatorname{ctg} \beta_{2j+1}, \tag{12}$$

iar în cazul paletajului director,

$$c_{u2,j+1} = c_{z2,j+1} \operatorname{ctg} \alpha_{2,j+1}. \tag{12'}$$

Se introduc expresiile (11) — (12') în (9) și (10) și rezultă :
— pentru paletajul rotoric,

$$I^*_{2,j+1} - I^*_{2,j} = I^*_{1,j+1} + u_{2,j+1}(u_{2,j+1} - c_{z2,j+1} \operatorname{ctg} \beta_{2,j+1}) -$$

$$- u_{1,j+1} c_{u1,j+1} - (\Delta p_{0v}/\rho)_{j+1} - I^*_{2,r}; \tag{13}$$

— pentru paletajul director,

$$I^*_{2,j+1} - I^*_{2,j} = I^*_{2,j+1} + u_{2,j+1}(u_{2\,j+1} - c_{z2,j+1} \operatorname{ctg}\beta_{2,j+1}) -$$

$$- u_{1,j+1}\, c_{u1,j+1} - (\Delta p_{0v}/\rho)_{j+1} - I^*_{2,j}; \tag{13'}$$

Ținînd seama de (12) (13'), ecuația (8) devine :

$$A \cdot c^2_{y2,j+1} + B c_{z2,j+1} + C = 0, \tag{14}$$

unde, pentru paletaj rotoric,

$$A = 1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{2\,j+1} [1 + (r_{2,j+1} - r_{2,j})/r_{2,j+1}]; \tag{15}$$

$$B = -2u_{2,j+1} \operatorname{ctg} \beta_{2,j+1} (r_{2,j+1} - r_{2,j})/r_{2,j+1}; \tag{15'}$$

$$C = -c^2_{z2,j} - 2[I^1_{*,j+1} - I^*_{2,j} - (\Delta p_{0v})/\rho)_{j+1}] + 2u_{1,j+1} c_{u1,j+1} - u^2_{2,j-1}/r_{2,j+1} +$$

$$+ c^2_{u2,j+1} (r_{2,j+1}/r_{2,j} - 2). \tag{15''}$$

În cazul paletajului director, în formulele (15) — (15'') se fac substituțiile $\beta_{2,j+1} = -\alpha_{2,j+1}$ și $\omega = 0$.

Ecuația (14) se rezolvă iterativ, deoarece coeficienții (51) — (15″) depind de deviația curgerii și de pierderea de energie în rețea ca și de valoarea admisă pentru c_{z2+1} pe linia de curent de la butuc. În procesul iterativ, se pornește cu $\Delta p_{0v} = 0$. Se modifică $c_{z2,1}$ pînă ce este satisfăcută ecuația continuității (4), care se transcrie astfel:

$$Q = \frac{\pi}{2} \sum_{j=1}^{N-1} (c_{z2rj+1} + c_{z2,j})(r^2_{2,j+1} - r^2_{2,j}). \tag{16}$$

Cu N s-a notat numărul liniilor de curent considerate.

3. Determinarea unghiului β_2 și a pierderilor de presiune totală Δp_{0v}.

Pentru a rezolva ecuația echilibrului radial (14), cu coeficienții (15) — (15″), este necesar să se cunoască unghiul β_2 de ieșire a fluidului din paletajul considerat și pierderea de presiune totală Δp_{0v}. Pala fiind proiectată, unghiul β_2' delimitat de tangenta la schelet în bordul de fugă cu frontul rețelei este cunoscut (fig. 2). Unghiul β_2 se află dacă se determină deviația δ:

$$\beta_2 = \beta_2' - \delta. \tag{17}$$

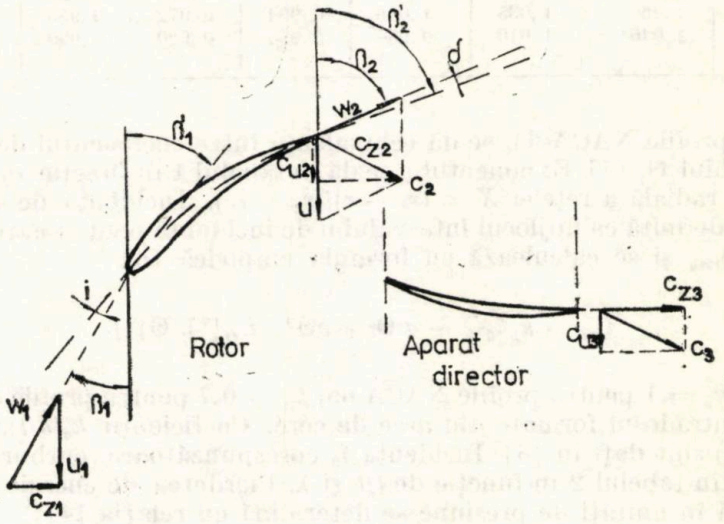


Fig. 2

Pe baza datelor experimentale obținute la încercarea rețelelor liniare deceleratoare de profile NACA—65 (A_{10}) 10 [1], interpretate de S. Lieblein [2] și L. H. Smith Jr. [3], au fost proiectate și experimentate 12 tipuri de paletaje [4]. Ca urmare, pentru deviație a fost stabilită expresia empirică

$$\delta = m\,\Theta^n / \sqrt{l/t},\quad \delta[^\circ],\ \Theta\ [^\circ], \tag{18}$$

obținută prin modificarea formulei clasice date de A. D. S. Carter [5], de la care s-au păstrat valorile coeficientului m pentru profile cu schelet parabolic sau în formă de arc de cerc [5].

Curbura scheletului este definită astfel

$$\Theta = \beta_2' - \beta_1', \tag{19}$$

unde β_1' este unghiul delimitat de tangenta la schelet în bordul de atac cu frontul rețelei. Dacă scheletul are forma unui arc de cerc, atunci Θ este chiar unghiul la centru al acestui arc.

Tabelul 1

Valorile exponentului n din formula deviației δ, în funcție de $i-i_{ief}$ și $X=(r_e-r)/(r_e-r_b)$

X \ $i - i_{ref}$	−12°	−8°	−4°	0°	4°	8°	10°
0,0	1,170	1,130	1,100	1,140	1,200	1,280	1,320
0,1	1,150	1,100	1,080	1,110	1,170	1,260	1,310
0,3	1,110	1,070	1,050	1,070	1,130	1,220	1,280
0,5	1,070	1,060	1,050	1,060	1,080	1,110	1,130
0,7	1,070	1,060	1,050	1,040	1,030	1,020	1,015
0,9	1,060	1,038	1,016	0,994	0,972	0,950	0,939
1,0	1,040	1,010	0,980	0,950	0,920	0,900	0,880

La profile NACA-65, se dă echivalența între coeficientul de curbură c_{p0} și unghiul Θ, [5]. Exponentul n se dă în tabelul 1 în funcție de $i - i_{ref}$ și poziția radială a rețelei $X = (r_e - r)/(r_2 - r_b)$. Incidența de referință i_{ref} a fost definită ca mijlocul intervalului de incidențe pentru care $\Delta p_{0v} \leqslant \leqslant 2(\Delta p_{0v})_{min}$ și se calculează cu formula empirică [6]

$$i_{ref} = k_p k_d i_0 + a\,\Theta + b\Theta^2, \quad i_{ref}[^\circ],\ \Theta[^\circ] \tag{20}$$

Factorul $k_p = 1$ pentru profile NACA-65, $k_p = 0{,}7$ pentru profile cu extradosul și intradosul formate din arce de cerc. Coeficienții $k_d(d/l)$, $a(l/t,\ \lambda)$ și $b(l/t,\ \lambda)$ sînt dați în [6]. Incidența i_0 corespunzătoare curburii $\Theta = 0$ este dată în tabelul 2 în funcție de l/t și λ. Pierderea de energie în rețea, exprimată în unități de presiune se determină cu relația [4]:

$$\Delta p_{0v} = \zeta_1 \cdot \rho \cdot w_1^2/2,$$

în care coeficientul ζ_1 se obține în funcție de grosimea θ a pierderii de impuls în dîra din aval de profilul rețelei:

$$\zeta_1 = 2(\theta/l)\,(l/t)/\sin\beta_2.$$

Tabelul 2

Valorile incidenței $i_0(l/t,\lambda)$ corespunzătoare curburii $\Theta=0$

l/t \ λ_0	0	10	20	30	40	50	60	70
0,4	0,042	0,413	0,738	1,043	1,360	1,662	1,864	2,042
0,6	0,120	0,554	1,085	1,571	2,0150	2,485	2,834	3,099
0,8	0,003	0,721	1,405	2,105	2,759	3,386	3,835	4,145
1,0	−0,041	0,853	1,735	2,636	3,488	4,283	4,919	5,276
1,2	−0,074	1,072	2,146	3,136	4,219	5,125	5,955	6,377
1,4	−0,097	1,203	2,476	3,751	5,029	6,214	7,061	7,390
1,6	−0,124	1,387	2,844	4,346	5,828	7,255	8,100	8,517
2,0	−0,132	1,764	3,663	5,606	7,591	9,398	10,200	10,850
2,6	−0,186	2,303	4,944	7,694	10,460	12,540	13,550	14,500

Cuplînd cele două formule, rezultă

$$\Delta p_{0v} = (\theta/l) \cdot (l/t)\ \rho \cdot w_1^2/\sin \beta_2. \qquad (21)$$

Grosimea relativă θ/l a pierderii de impuls în dîră se obține în funcție de factorul de difuzie echivalent DEQ al rețelei și de poziția radială $X = (r_e - r)/(r_e - r_b)$ a rețelei în paletaj, din tabelul 3, [4], [5]. Factorul de difuzie echivalent se calculează astfel, [4], [6]:

Tabelul 3

Valorile grosimii relative θ/l a pierderii de impuls în dîra din aval de profilul rețelei, în funcție de factorul de difuzie echivalent DEQ și de poziția radială a rețelei $X=(r_e-r)/(r_e-r_b)$

DEQ \ X	0,0	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9	1,0
1,2	0,0140	0,0140	0,0100	0,0060	0,0060	0,0060	0,0060
1,3	0,0140	0,0140	0,0100	0,0060	0,0060	0,0060	0,0060
1,4	0,0160	0,0160	0,0100	0,0060	0,0065	0,0065	0,0065
1,5	0,0180	0,0180	0,0105	0,0060	0,0070	0,0075	0,0075
1,6	0,0220	0,0220	0,0145	0,0061	0,0075	0,0085	0,0085
1,7	0,0260	0,0260	0,0195	0,0061	0,0080	0,0095	0,0095
1,8	0,0300	0,0300	0,0240	0,0061	0,0085	0,0105	0,0105
1,9	0,0340	0,0340	0,0285	0,0062	0,0090	0,0115	0,0115
2,0	0,0380	0,0380	0,0330	0,0066	0,0100	0,0125	0,0125
2,1	0,0430	0,0430	0,0375	0,0070	0,0110	0,0140	0,0140
2,2	0,0480	0,0480	0,0420	0,0074	0,0120	0,0155	0,0155
2,3	0,0530	0,0530	0,0465	0,0078	0,0130	0,0170	0,0170
2,4	0,0580	0,0580	0,0510	0,0082	0,0140	0,0185	0,0185
2,5	0,0630	0,0630	0,0555	0,0086	0,0150	0,0200	0,0200
2,6	0,0680	0,0680	0,0600	0,0090	0,0160	0,0215	0,0215
2,7	0,0750	0,0750	0,0645	0,0094	0,0170	0,0230	0,0230
2,8	0,0830	0,0830	0,0690	0,0098	0,0180	0,0245	0,0245
2,9	0,0930	0,0930	0,0735	0,0102	0,0190	0,0260	0,0260
3,0	0,1080	0,1080	0,0780	0,0106	0,0200	0,0275	0,0275
3,4	0,1650	0,1650	0,0960	0,0122	0,0240	0,0335	0,0335

— pentru rețea rotorică,

$$DEQ = \frac{c_{z1} \sin \beta_2}{c_{2z} \sin \beta_1}\left[C_1 + C_2(i - i_{ref})^{C_3} + \right.$$

$$\left. + C_4 \frac{\sin^2 \beta_1}{(1/t)_1 \; c_{z1}}\left(\frac{r_1}{r_2} w_{u1} - w_{u2}\right)\right]; \tag{22}$$

— pentru rețea de aparat director,

$$DEQ = \frac{c_{z1} \sin \alpha_2}{c_{z2} \sin \alpha_1}\left[C_1 + C_2(i - i_{ref})^{C_3} + \right.$$

$$\left. + \frac{C_4 \sin^2 \alpha_1}{(1/t)_2 \; c_{z1}}\left(c_{u2} \cdot \frac{r_1}{r_2} \; c_{u1}\right)\right]. \tag{23}$$

În ultimele formule, $C_1 = 1{,}12$; $C_2 = 0{,}0117$ pentru profile NACA 65 (A_{10}); $C_2 = 0{,}007$ pentru profile cu schelet în formă de arc de cerc; $C_3 = 1{,}43$ și $C_4 = 0{,}61$.

4. Energia specifică a pompei

Se notează cu $i = 3$ secțiunea din aval de paletajul director.

Energia specifică medie a rotorului este

$$Y_R = \frac{\sum_{j=1}^{N} [(I^*_{2,j} - I^*_{1,j}) \, c_{j2,j} + (I^*_{2,j+1} - I^*_{1,j+1}) \, C_{z2,j+1}](r^2_{2,j+1} - r^2_{2zj})}{\sum_{j=1}^{N} (c_{z2,j} + c_{z2,j+1})(r^2_{2,j+1} - r^2_{2,j})} \tag{24}$$

Energia specifică medie ideală a rotorului se calculează astfel

$$Y_{t,R} = \frac{\sum_{j=1}^{N} \begin{array}{l}[(U_{2,j} c_{u2,j} - u_{1,j} c_{u1,j}) \, c_{z2,j} + \\ + (u_{2,j+1} + c_{u2,j+1} - u_{1,j+1} \, c_{u1,j+1})] \, (r^2_{2,j+1} - r^2_{1,j+1})\end{array}}{\sum_{j=1}^{N} (c_{z2,j} + c_{z2,j+1})(r^2_{2,j+1} - r^2_{2,j})} \tag{25}$$

Rezultă randamentul hidraulic al rotorului

$$\eta_{h,R} = Y_R / Y_{t,R}. \tag{26}$$

Energia specifică medie a pompei are expresia

$$Y = \frac{\sum_{j=1}^{N} [(I^*_{2,j} - I^*_{2,j}) c_{z2,j} + I^*_{3,j+1} \cdot I^*_{1,j+1}) c_{z2,j+1}] (r^2_{2,j+1} - r^2_{2,j})}{\sum_{j=1}^{N} (c_{z2,j} + c_{z2,j+1})(r^2_{2,j+1} - r^2_{2,j})} \quad (27)$$

Deoarece energia specifică medie teoretică a pompei este egală cu energia specifică medie teoretică a rotorului, randamentul hidraulic al pompei are expresia

$$\eta_h = Y/Y_{t,R}. \quad (28)$$

BIBLIOGRAFIE

1. *J. C. Emery, L. J. Herring, J. Erwin, A. R. Felix,* Systematic Two-Dimensional Cascade Tests of NACA 65-series Compressor Blade at Low Speeds. NACA Report 1368. 1958.
2. *Seymour, Lieblein,* Incidence and Deviation Angle Correlations for Compressor Cascades. Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D.82 : 575—584. 1960
3. *J. L. H. Smith,* Discussion. Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D.82 : 585—596, 1960.
4. *M. J. Miller, T. H. Okiishi, G. K. Serovy, D. M. Sander-Cock, S. R. Britsch,* Summary of Design and Blade-Element Performance Data for 12 Axial-Flow Pump Rotor Configurations. NASA TN D—7074, 1973.
5. *Gh. Zidaru,* Mișcări potențiale și hidrodinamica rețelelor de profile. Curs. Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
6. *Gh. Zidaru,* Echipamente hidromecanice în CHE și stații de pompare. Curs, Partea I. Litografia IPB, 1984.
7. *E. C. Isbășoiu,* Contribuții la calculul gabaritelor și parametrilor turbinelor cu reacțiune cu dezvoltarea hidrodinamicii axial-tubulare. Disertație, Inst. Politehnic București, 1979.

Rechnerische Ermittlung der Leistungsfaehigkeiten einer projektierten Axialpumpe

In der vorliegenden Arbeit wird die Drosselkurve $Y(Q)$ und die Kurve des hydraulischen Wirkungsgrades $\eta_h(Q)$ vorausberechnet.

Man integriert numerisch die Differentialgleichung des radialen Gleichgewichts, indem man empirische Korrelationen für die Winkel Abertreibung und fur die Energieverluste in den Schaufelgittern benutzt.

C.Z. : 539.373
621.771.21

ASUPRA ÎNMUIERII LA DEFORMAȚIE ÎN CAZUL ALIAJELOR DE ALUMINIU DURE

N. ATANASIU*

În lucrare se descrie fenomenul de înmuiere la deformație permanentă în cazul tablelor laminate la rece din aliajul de aluminiu AlCu 4Mgl, placat cu aluminiu pur.

Studiul efectuat la microscopul electronic cu baleiaj, precum și datele experimentale obținute pe table supuse la întinderi permanente controlate au evidențiat apariția înmuierii în funcție de grosimea tablei, de gradul de întindere și de parametrii tehnologici ai procedeului de laminare.

1. Introducere

Fenomenul de înmuiere la deformație se produce în multe metale și aliaje metalice, avînd o mare importanță tehnologică, îndeosebi, în prelucrarea prin deformare plastică la rece a tablelor laminate. Această comportare a materialelor metalice tehnice este contrară cunoscutului fenomen de durificare prin deformare în timpul aplicării deformațiilor neelastice.

În esență, înmuierea la deformație este procesul prin intermediul căruia deformația neelastică determină creșterea înmuierii materialelor metalice care în prealabil au fost durificate prin deformare plastică la rece, călire pentru punere în soluție solidă sau alte mecanisme de consolidare (întărire).

În procedeele de prelucrare prin deformare plastică la rece, înmuierea la deformație poate avea efecte benefice în restabilirea ductilității, eliminînd tratamente termice de recoacere intermediară. Pe de altă parte, cunoașterea instabilităților plastice asociate cu înmuierea la deformație și în consecință localizarea deformației prezintă importanță în eforturile de lărgire a folosirii aliajelor de aluminiu cu rezistența ridicată în construcțiile de mașini (caroserii pentru autoturisme) și alte ramuri industriale.

Înmuierea la deformație poate fi explicată cu ajutorul conceptului de restaurare activată de deformație unidirecțională ca urmare a modificării în substructurile nestabile de dislocații și rearanjarea tensiunilor interne [1], [2]. S-a constatat experimental că restaurarea produsă în timpul înmuierii la deformație unidirecțională este cel puțin parțial activată de deformație întrucît la temperaturi obișnuite restaurarea termică este neglijabilă [3], [4].

* Conf. dr. ing., catedra Tehnologia materialelor și sudură.

Instabilităţile microstructurale, care conduc la înmuiere, la deformaţie, se pot produce datorită modificărilor vitezei de deformaţie, independent de sensibilitatea la viteza de deformaţie a limitei de curgere a materialului. Asemenea instabilităţi în material, provocate de înmuiere la deformaţie unidirecţională, se pot produce în procedeele de prelucrare prin deformare plastică în mai multe treceri cînd au loc diferenţe însemnate în viteze de deformaţie între diferite treceri [5].

În literatura de specialitate s-au descris diferite modele teoretice pentru înmuiere la deformaţie cu aplicaţii, îndeosebi, în modelarea deformaţiilor localizate [5].

În lucrarea de faţă se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale efectuate asupra tablelor laminate la rece din aliajul AlCu4Mgl (2024 — ASTM) avînd drept scop îmbogăţirea cunoştinţelor cu privire la modificarea caracteristicilor mecanice în funcţie de gradul de întindere permanent aplicat tablelor.

2. Condiţii de experimentare

Materialul iniţial a fost constituit din tablă laminată la cald la grosime de 6,4 mm din aliajul AlCu4Mgl şi placat cu aluminiu pur. Această tablă a fost supusă laminării la rece pînă la grosimi de : 0,6 mm ; 0,8 mm ; 1,0 mm ; 1,4 mm şi 1,6 mm.

Laminarea la rece s-a efectuat după scheme corespunzătoare fiecărei grosimi de tablă. În tabelul 1 s-a reprezentat schema de laminare

Tabelul 1

Compoziţia chimică a aliajului AlCu4Mg1 după înlăturarea stratului de placare

Grosimea tablei în mm	Compoziţia chimică în % masă (*)							
	Cu	Mg	Mn	Si	Fe	Zn	Ti	Al
0,6	4,58	1,57	0,55	0,25	0,24	0,041	0,025	Rest
0,8	4,63	1,67	0,62	0,24	0,28	0,052	0,024	Rest
1,0	4,61	1,38	0,50	0,21	0,22	0,051	0,018	Rest
1,4	4,54	1,44	0,56	0,25	0,24	0,040	0,024	Rest
1,6	4,64	1,62	0,57	0,26	0,25	0,050	0,23	Rest

* Valorile pentru fiecare element reprezintă media a trei analize

pentru table de grosime 0,6 mm din care se constată că s-au aplicat şase treceri pentru a se obţine grosimea finală dintr-un material iniţial de 6,4 mm. Întrucît aliajul de aluminiu AlCu4Mgl se durifică puternic prin deformare plastică la rece, după două treceri s-a aplicat o recoacere intermediară la temperatura de 415 ... 425°C, durata de menţinere la această temperatură $\tau = 3$ ore şi viteza de răcire $v_r = 30°C/h$ pînă la temperatura tablei de 250°C.

Fiecare lot de table laminate la rece a fost supus tratamentului termic de călire pentru punerea în soluție, operația efectuîndu-se într-un cuptor vertical încălzit cu gaz metan, tuburi radiante și mufă de protecție. Temperatura de încălzire pentru punere în soluție, în cazul tuturor grosimilor de table, a fost $T = 495 \pm 5°C$. Durata de menținere în palier a fost între 5 și 15 minute în funcție de grosimea tablei. Aceste durate scurte sînt suficiente întrucît deformațiile plastice anterioare la rece au determinat mărunțirea fazelor secundare Al_2Cu și Al_2CuMg astfel că redizolvarea lor în matrice de soluție solidă se realizează într-un timp scurt.

Soluția solidă cu baza de aluminiu formată în timpul încălzirii și menținerii s-a supus răcirii rapide-călire pentru a se obține soluția solidă suprasaturată la temperatura ambiantă, condiția de bază pentru durificare prin precipitare. Călirea s-a efectuat într-un bazin cu apa demineralizată la temperatura ambiantă, apa fiind barbotată cu aer comprimat. După călire tablele s-au uscat într-un cuptor cu aer cald avînd temperatura cuprinsă între 60 și 80°C.

Înainte de aplicarea solicitării de întindere permanentă, tablele călite au fost supuse unei operații de îndreptare efectuată pe o mașină cu role așezate între lagăre și dispuse în două pante, precm și pe un laminor duo.

Operația de întindere s-a efectuat pe o mașină avînd o forță de 3 MN iar vitezele de tragere de 150 ... 500 mm/min. Măsurarea gradului de întindere a tablelor în timpul solicitării s-a efectuat cu un dispozitiv construit special în acest scop. În toate cazurile, aplicarea întinderii permanente a tablelor nu a depășit 25 minute de la operația de călire pentru a se evita amorsarea precipitatelor de faze care produc durificarea.

Pentru fiecare grosime de tablă s-au aplicat întinderi permanente între 0 și 3,5% cu pasul de 0,5%. Din tablele cu același grad de întindere s-au prelevat cîte 3 probe pentru determinarea caracteristicilor mecanice (rezistența la rupere R_m, limita de curgere $R_{p0,2}$ și alungirea specifică la rupere A_{10}) și cîte o probă pentru efectuarea analizei chimice.

Prelucrarea epruvetelor și determinarea caracteristicilor mecanice s-a efectuat după 96 ore de la tratamentul termic de călire pentru punere în soluție. S-a aplicat această procedură întrucît evoluția caracteristicilor mecanice în funcție de durata de îmbătrînire naturală se stabilizează după un interval de patru zile, cînd se asigură constanta caracteristicilor mecanice.

În timpul îmbătrînirii naturale toate probele au fost menținute la o temperatură de $20 \pm 5°C$.

Încercările mecanice s-au efectuat pe o mașină de tracțiune statică de tip ZWICK de 100 KN, cu extensometru electronic cu viteza de deplasare a bacului mobil, pentru toate epruvetele încercate de 0,3 mm/s. Valorile caracteristicilor mecanice (R_m, $R_{p0,2}$ și A_{10}) determinate la tracțiune reprezintă media a trei încercări.

Compoziția chimică s-a determinat prin analiza spectrală cu aparatul Quantolet GQM-75, pe cîte o probă din fiecare lot de table, după înlăturarea stratului de plecare. S-au analizat atît elementele de aliere cît și impuritățile prezente în aliaj cu o precizie de 0,01 % (tabelul 2). Se observă că toate loturile de table au compoziția chimică corespunzătoare aliajului 2024 (potrivit ASTM) sau aliajului Au4Gl (norma franceză).

Tabelul 2

Schema de laminare la rece a tablelor din AlCu4Mg1 placate cu aluminiu, grosime 0,6mm

Nr. trecere	H (mm)	h (mm)	Δh (mm)	ε (%)	Grad de deformare (λ)
0	6,4	—	—	—	—
1	6,4	4,0	2,4	37,0	1,60
2	4,0	3,0	1,0	25,0	1,33
Recoacere intermediară					
3	3,0	2,1	0,9	30,0	1,43
4	2,1	1,6	0,5	23,0	1,31
Recoacere intermediară					
5	1,6	1,0	0,6	37,5	1,60
6	1,0	0,6	0,4	40,0	1,66
Călire pentru punere în soluție					

3. Interpretarea rezultatelor

Variația caracteristicilor mecanice (R_m, $R_{p0,2}$ și A_{10}) în funcție de gradul de întindere permanentă pentru table cu grosime de 0,6 mm s-a reprezentat în fig. 1. Se observă că atît rezistența la rupere cît și limita

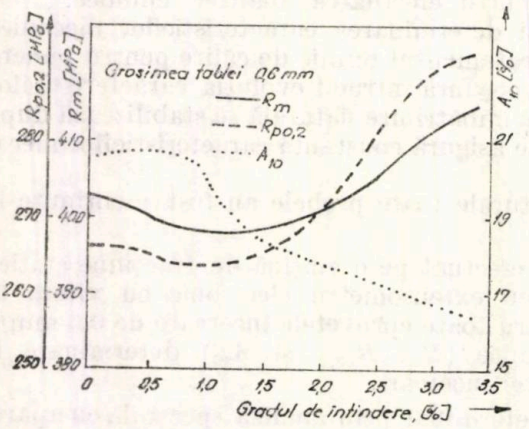


Fig. 1 — Variația caracteristicilor mecanice în funcție de gradul de întindere permanentă la table cu grosime de 0,6 mm.

de curgere manifestă o scădere cu creșterea gradului de întindere (R_m minim corespunde la un grad de întindere de 1,5 % iar $R_{p0,2}$ la 1 %) determinată de o înmuiere la deformație unidirecțională, după care începe procesul de durificare. Astfel, la un grad de întindere $\lambda = 1{,}5\%$, $R_m = 397$

MPa și $R_{p0,2} = 267$ MPa, în timp ce la $\lambda = 3,0\%$, $R_m = 412$ MPa și $R_{p0,2} = 287$ MPa. În ceea ce privește alungirea specifică la rupere se constată că aceasta se menține aproape constantă pînă la o întindere de 1% după care are loc o scădere sistematică pînă la $\lambda = 3,5\%$. De exemplu, pentru $\lambda = 0,5\%$, alungirea $A_{10} = 20,75\%$ în timp ce la $\lambda = 3,5\%$ alungirea scade simțitor atingînd o valoare de numai 15,5%.

În fig. 2 s-a reprezentat influența gradului de deformare permanentă asupra caracteristicilor mecanice în cazul tablei cu grosime de 0,8 mm.

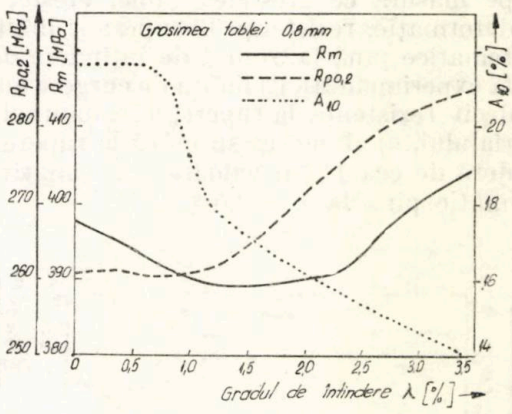


Fig. 2 — Dependența caracteristicilor mecanice ale tablei cu grosime de 0,8 mm de gradul de întindere permanentă.

Și la această grosime de tablă se constată aceleași modificări ale caracteristicilor mecanice ca și la tablele cu grosimi de 0,6 mm.

În fig. 3 s-a reprezentat variația caracteristicilor mecanice în funcție de gradul de întindere pentru table cu grosimi de 1,0 mm, în fig. 4 pentru

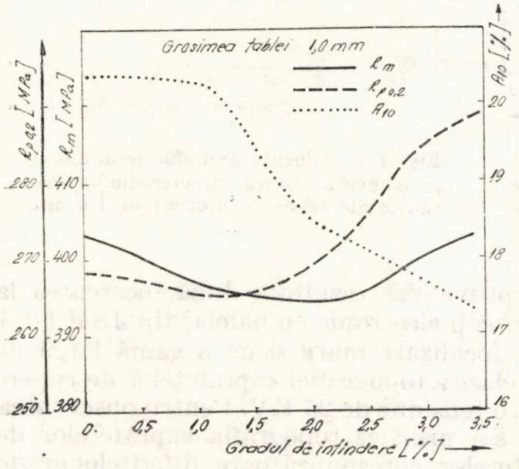


Fig. 3 — Influența gradului de întindere permanentă asupra modificării caracteristicilor mecanice la table cu grosimi de 1,0 mm

table cu grosime de 1,4 mm și în fig. 5 pentru table cu grosime de 1,6 mm. Se observă că la table cu grosimi între 1,0 și 1,6 mm se produce o deplasare a valorilor minime ale rezistenței la rupere și limitei de curgere spre

grade de întindere mai mari de circa 2% și respectiv de 1,25%, după care se produce durificarea materialului. Alungirea manifestă o scădere sistematică însă valorile minime se menţin între 17 și 18%, mai ridicate decît în cazul tablelor mai subţiri.

Analiza rezultatelor experimentale ilustrate în fig. 1 ... 5 permite să se observe : a) toate grosimile de table folosite în experimentări prezintă fenomenul de înmuiere la deformaţii în urma aplicării unei întinderi permanente, b) gradul de întindere aplicat pentru obţinerea înmuierii la deformaţie depinde de grosimea tablei fiind deplasat spre valori mai mari pe măsură ce grosimea tablei creşte, c) după producerea înmuierii la deformaţie, rezistenţa la rupere și limita de curgere prezintă creşteri sistematice pînă la gradul de întindere de 3,5% valoarea maximă aplicată la experimentări, d) limita de curgere manifestă o creştere mai substanţială decît rezistenţa la rupere, dovada unui proces intens de ecruisare a materialului, e) alungirea specifică la rupere prezintă pînă la un grad de întindere de cca 1% o valoare aproximativ constantă după care scade sistematic pînă la $\lambda = 3{,}5\%$.

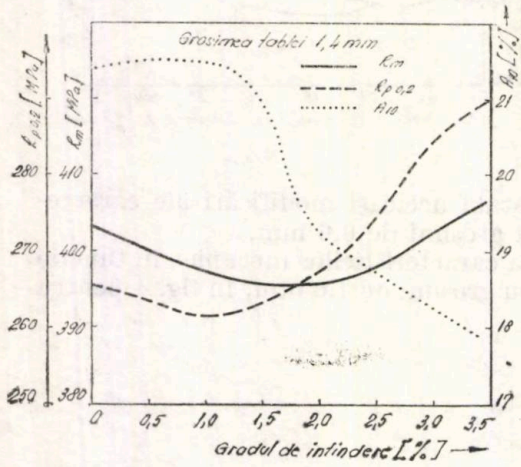


Fig. 4 — Variaţia caracteristicilor mecanice în funcţie de gradul de întindere permanentă la table cu grosime de 1,4 mm

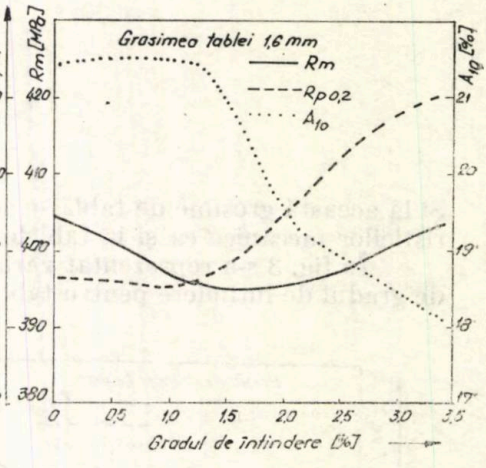


Fig. 5 — Influenţa gradului de întindere permanentă asupra caracteristicilor mecanice ale tablei cu grosime de 1,6 mm

Suprafeţele de rupere ale epruvetelor rezultate după încercarea la tracţiune s-au analizat la un microscop electronic cu baleiaj tip JSM 50 A caracterizat printr-o adîncime de focalizare mare și cu o gamă largă de măriri. În vederea redării cît mai clare a topografiei suprafeţelor de rupere s-a lucrat cu electroni secundari la o tensiune de 25 KV. Pentru observarea apariţiei înmuierii la deformaţie s-a urmărit topografia suprafeţelor de rupere, forma și distribuţia craterelor corespunzătoare diferitelor grade de întindere permanente aplicate tablelor laminate. Astfel, în fig. 6 s-a reprezentat, la mărire × 300, topografia suprafeţelor de rupere în cazul epruvetelor prelevate din tablă cu grosime de 0,8 mm, unde se observă un

caracter predominant ductil. În fig. 6. a topografia suprafeței de rupere corespunde unui grad de întindere de 3%, iar în fig. 6.b corespunde gradului de întindere de 1,5%. În primul caz se pune în evidență aspectul mai accidentat al suprafeței de rupere și apariția fisurilor datorită ecruisării materialului. În cel de al doilea caz se observă că suprafața de rupere prezintă denivelări neînsemnate, un caracter predominant ductil și un număr redus de fisuri. Această comportare se poate explica printr-un proces de înmuiere la deformație ce corespunde unui anumit grad de întindere permanentă.

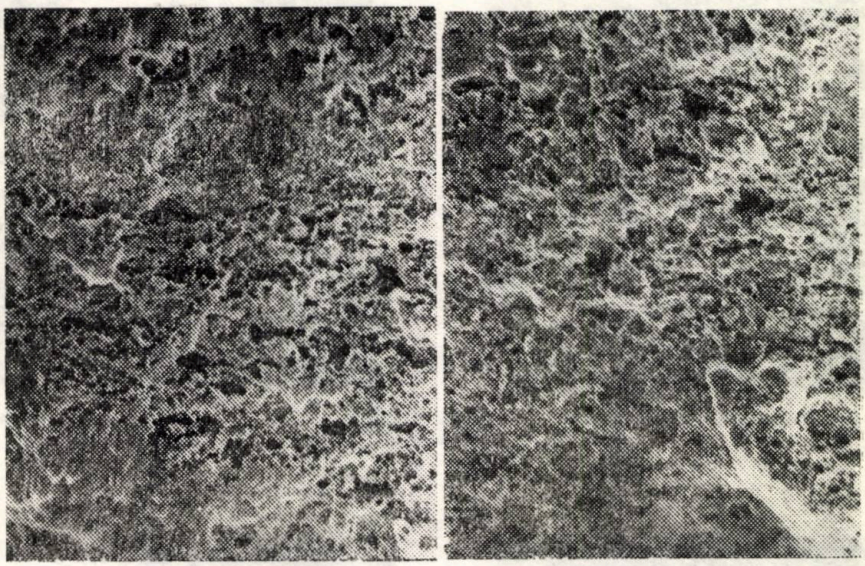


Fig. 6 — Topografia suprafețelor de rupere ductilă a epruvetelor cu grosime de 0,8 mm: a — grad de întindere de 3%, b — grad de întindere de 1,5%

În fig. 7 s-a reprezentat, la mărire × 1000, topografia suprafețelor de rupere obținută pe epruvete cu grosime de 1,4 mm. Se observă caracterul predominant ductil al ruperii, iar procesul de inițiere a ruperii s-a produs pe precipitate prin formarea de microcavități; prin coalescența unei serii de microcavități plasate într-o anumită direcție se produce propagarea fisurii și apariția suprafeței de rupere. În fig. 7 a s-a reprezentat microfractografia suprafeței de rupere în cazul unui grad de întindere permanent de 3,5%, iar în fig. 7.b microfractografia s-a obținut la un grad de întindere de 2%.

În fig. 8 s-a reprezentat, la mărire × 6000, topografia suprafețelor de rupere ductilă obținută pe epruvete din tablă de 1,6 mm grosime unde se pune în evidență inițierea microcavităților pe precipitate. În microfractografia din fig. 8. a, corespunzătoare unei întinderi de 3,5%, se observă că precipitatele sînt sfărîmate datorită atît factorilor mecanici care provoacă concentratori mari de tensiuni, cît și factorilor fizico-chimici de care depinde rezistența la coeziune a precipitatelor și a legăturii dintre matrice și precipitat. Și în microfractografia din fig. 8.b ce corespunde unui

grad de întindere de 2%, inițierea microcavităților s-a produs pe precipitate care însă și-au păstrat integritatea datorită ductilității mai ridicate a matricei.

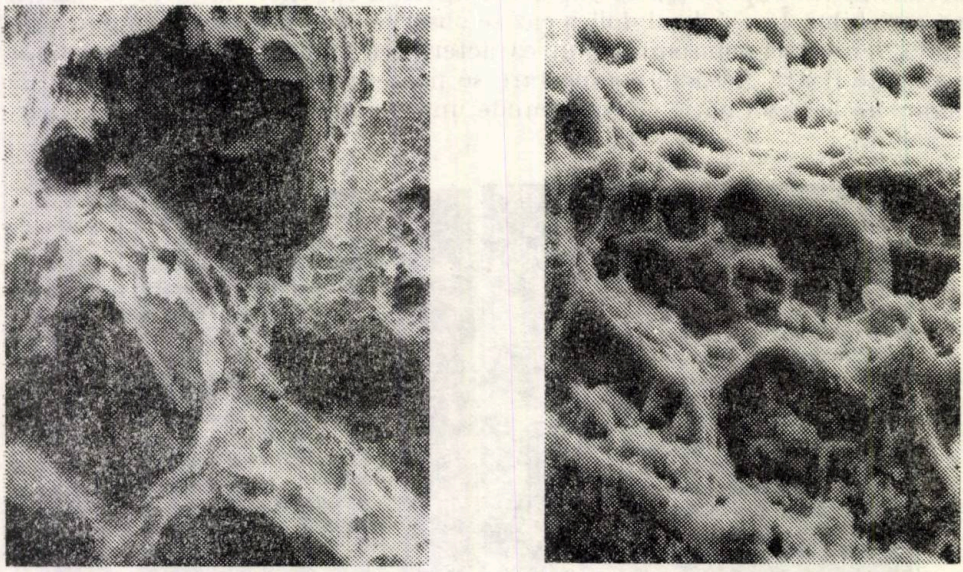


Fig. 7 — Topografia suprafețelor de rupere ductilă în cazul epruvetelor cu grosimea de 1,4 mm: a — grad de întindere de 3,5%; b — grad de întindere de 2%.

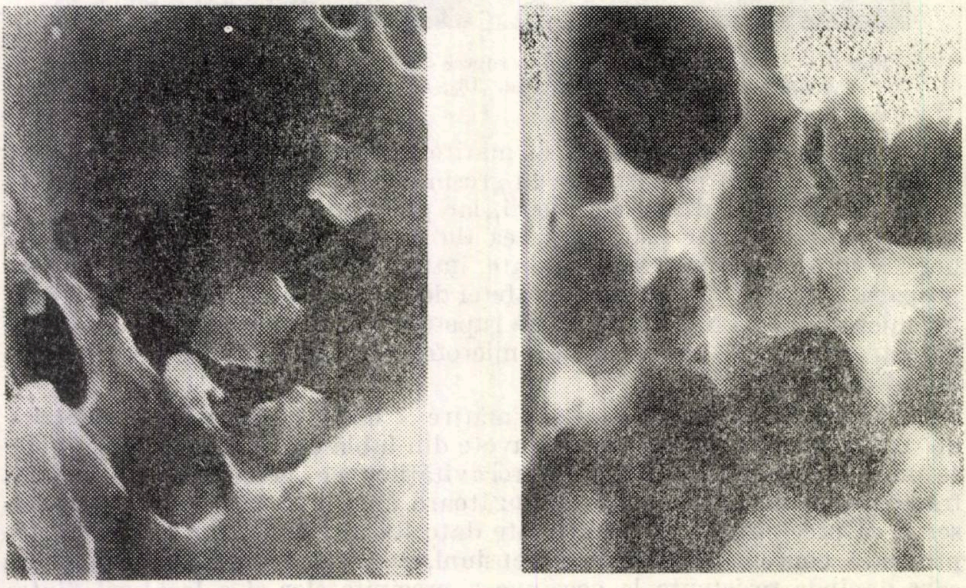


Fig. 8 — Topografia suprafețelor de rupere ductilă în microcavitate inițiate pe precipi- (grosimea tablei 1,6 mm); a — grad de întindere 3,5%; b — grad de întindere 2%·

4. Concluzii

S-a studiat fenomenul de înmuiere la deformație în cazul tablelor laminate la rece, din aliajul de aluminiu AlCu4Mgl placat cu aluminiu pur prin aplicarea diferitelor grade de întindere permanentă cînd au rezultat următoarele aspecte :

— gradele de întindere aplicate de la 0 la 3,5% cu pasul de 0,5% au evidențiat faptul că, în funcție de grosimea tablei, există o valoare care minimizează rezistența la rupere și limita de curgere ;

— creșterea acestei valori a gradului de întindere permanentă determină creșterea rezistenței la rupere și a limitei de curgere, mai pronunțată a ultimei caracteristici, fapt ce indică că materialul se ecruisează ;

— microfractografiile realizate pe suprafețele de rupere ale epruvetelor încercate la tracțiune furnizează informații care sînt în concordanță cu încercările mecanice ; topografia suprafețelor de rupere a fost predominant ductilă la toate grosimile de table însă la grade de întindere peste 2%, cînd apare procesul de ecruisare, s-a observat un aspect mai accidentat al suprafeței rupte și cu numeroase fisuri.

Aplicarea întinderii permanente tablelor laminate la rece, în cadrul unor valori specifice fiecărei grosimi de tablă, constituieo metodă de prelucrare care prezintă o mare importanță tehnologică.

BIBLIOGRAFIE

1. *J. W. Hutchinson, K. W. Neale,* (1977) Acta Metallurgica, nr. 25, pag. 839—846.
2. *S. Miura, K. Hamashima,* (1980). Journal of Materials Science, nr. 15 pag. 2550—2558.
3. *T. C. Lowe, A. K. Miller,* (1983) Mechanical Behaviour of Materials — IV, Ed. Pergamon Press, Vo. II, pag. 687—694.
4. *I. Ferreira, R. G. Stang,* (1979). Materials Science and Engineering Nr. 20, pag. 267—276.
5. *I. V. Laukonis, A. K. Ghosh,* (1978), Metallurgical Transaction, aA, pag. 1849—1856.
6. *N. Atanasiu,* (1979), Metalurgia, Nr. 11, pag. 543 — 548.
7. Metals Handbook : Vol. 4, Forming, American Society for Metals, Ohio 44073
8. Aluminium : Vol. 3, Fabrication and Finishing, American Society for Metals, Ohio 44073

Of the Stretching of the Strain Softening of Aluminium Alloys

The paper described the influence of nonelastic deformation which causes strain softening of aluminium alloys that have been hardened by cold work. Strain softening is of considerable technological importance, having beneficial effects in restoring ductility and eliminating the need for intermediate annealing treatments.

C.Z.: 537.8

EFECTUL ATAȘĂRII VIBRATORULUI ASUPRA RĂSPUNSULUI DINAMIC AL STRUCTURILOR

M. RADEȘ*

Se analizează efectul mișcării corpului unui vibrator electrodinamic asupra vibrațiilor structurii de care este atașat, la măsurarea răspunsului în frecvență al acesteia, utilizînd excitație armonică artificială. Pe această bază, se explică distorsionarea curbelor răspunsului în frecvență determinate experimental și se estimează erorile ce pot apare în determinarea parametrilor modali.

1. Introducere

La măsurarea răspunsului în frecvență al structurilor elastice, prin aplicarea unei excitații artificiale, se folosesc uneori vibratoare electrodinamice. Deobicei vibratorul *1* acționează asupra structurii *2* prin intermediul unei tije *3* la capătul căreia este montat un traductor de forțe *4* sau un cap de impedanțe (Fig. 1). Se utilizează vibratoare cu acționare directă sau inerțială, în scheme de excitare absolută sau relativă, aceasta din urmă ducînd în general la rezultate eronate [1].

Modul în care excitația este aplicată structurii influențează decisiv asupra acurateței datelor experimentale. O configurație utilizată frecvent este prezentată în figura 2. Vibratorul *1* este suspendat de arcuri sau corzi

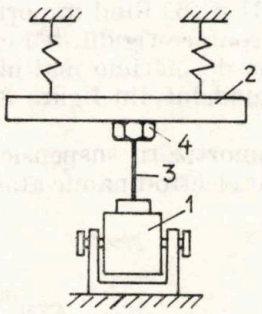


Fig. 1

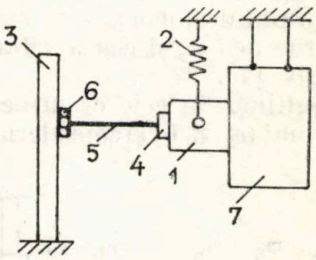


Fig. 2

elastice *2*, în timp ce structura *3* este fie fixată rigid, fie rezemată elastic. În general, forța produsă de vibrator asupra structurii excitate diferă de

* Conf. dr. ing., catedra Rezistența materialelor.

forța electromagnetică ce se exercită asupra bobinei mobile. Diferența se datorește inerției ansamblului bobinei mobile *4*, caracteristicilor elastice și de amortizare ale suspensiei acesteia și ale tijei de acționare *5*. Se recomandă utilizarea unui captor de forțe *6* montat între bobină și structură, preferabil pe structură, pentru a reduce la minim masa dintre elementul sensibil al traductorului de forțe și structură.

Reacțiunea care acționează asupra corpului vibratorului poate produce mișcarea acestuia, deci reducerea forței aplicate structurii sau amplificarea acesteia, funcție de domeniul frecvențelor excitatoare și valorile relative ale maselor și rigidităților vibratorului și structurii. Se recomandă atașarea unei mase suplimentare *7* de corpul vibratorului [2]. Fenomenul are implicații serioase atunci cînd nu se utilizează un captor de forțe și cînd forța aplicată structurii se calculează pe baza curentului din circuitul bobinei de forță (ca în cazul instalațiilor de tip Prodera).

În lucrare se analizează acest fenomen, se explică rotirea și distorsionarea diagramelor polare ale răspunsului în frecvență măsurat în condițiile menținerii constante a forței din bobina de excitație și se apreciază natura erorilor ce se fac în estimarea parametrilor dinamici ai structurii analizate atunci cînd nu se ține cont de mișcarea corpului vibratorului.

2. Răspunsul dinamic al sistemului vibrator-structură

Ansamblul din figura 2 poate fi reprezentat prin modelul cu parametri concentrați din figura 3. Structura este modelată simplificat prin sistemul cu un grad de libertate $m_s - k_s - c_s$, captorul de forțe — prin masele m_{F_1}, m_{F_2} și arcul k_F, tija de acționare — prin arcul k_1 iar rigiditatea zonei de contact a captorului de forțe cu structura — prin arcul k_3. Vibratorul s-a reprezentat prin masa ansamblului bobinei mobile m_1, masa corpului vibratorului m_2, constanta elastică k_2 și coeficientul de amortizare viscoasă c_2 ale suspensiei bobinei.

Efectul masei m_{F_1} a fost studiat în detaliu în lucrările [3 — 5] iar cel al rigidităților de contact k_3 în lucrările [3] și [6] fiind important doar la frecvențe relativ înalte (peste 1000 Hz). Deoarece rigiditatea cristalului traductorului de forțe k_F este cu cîteva ordine de mărime mai mare decît cea a structurii k_s și cea a vibratorului k_2, modelul din figura 3 poate fi simplificat [7].

Neglijînd în cele ce urmează efectul amortizării suspensiei bobinei vibratorului ($c_2 \cong 0$) și considerînd un vibrator electrodinamic atașat direct

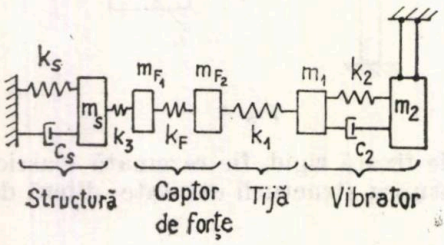


Fig. 3

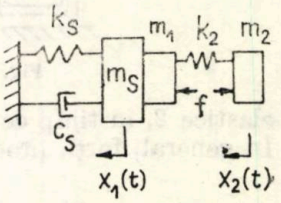


Fig. 4

de structură (Fig. 4), ecuațiile mișcării maselor $(m_s + m_1)$ și respectiv m_2 se scriu

$$(m_s + m_1)\ddot{x}_1 + c_s\dot{x}_1 + k_s x_1 - k_2(x_2 - x_1) = f(t), \tag{1}$$

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = -f(t) \tag{2}$$

În regim armonic staționar, dacă $f(t) = \mathrm{Re}(F_0 e^{i\omega t})$ și $x_j(t) = \mathrm{Re}(X_j e^{i\omega t})$, $j = 1, 2$, rezultă receptanțele complexe adimensionale

$$\frac{X_1 k_s}{F_0} = \frac{-\beta\eta^2}{[1 + \alpha - (1 + \mu)\eta^2](\alpha - \beta\eta^2) - \alpha^2 + i2\zeta_s\eta(\alpha - \beta\eta^2)}, \tag{3}$$

$$\frac{X_2 k_s}{F_0} = \frac{1 - \eta^2 + i2\zeta_s\eta}{[1 + \alpha - (1 + \mu)\eta^2](\alpha - \beta\eta^2) - \alpha^2 + i2\zeta_s\eta(\alpha - \beta\eta^2)}, \tag{4}$$

unde s-a notat

$$\alpha = \frac{k_2}{k_s}, \quad \beta = \frac{m_2}{m_s}, \quad \eta = \frac{\omega}{\omega_n}, \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}},$$

$$\zeta_s = \frac{c_s}{2\sqrt{k_s m_s}}, \quad \mu = \frac{m_1}{m_s}. \tag{5}$$

Dacă se pune în evidență forța aplicată structurii $f_s(t)$, din ecuațiile (1) și (2) se obține :

$$m_s\ddot{x}_1 + c_s\dot{x}_1 + k_s x_1 = f_s(t) = f(t) + k_2(x_2 - x_1) - m_1\ddot{x}_1 = -m_2\ddot{x}_2 - m_1\ddot{x}_1. \tag{6}$$

Cum de obicei $m_1 \ll m_s$, rezultă $f_s(t) \cong -m_2\ddot{x}_2$, deci amplitudinea forței aplicate structurii este $F_0^* \cong m_2\omega^2 X_2$ și va fi reprezentată prin raportul adimensional

$$\frac{F_0^*}{F_0} = \frac{k_s X_2}{F_0}\beta\eta^2. \tag{7}$$

Dacă $\beta < 1$, atunci $m_2 < m_s$, deci masa corpului vibratorului este mică în comparație cu masa echivalentă a structurii (cazul structurilor mari sau al vibratoarelor relativ mici). Dacă $\alpha < 1$, atunci $k_2 < k_s$, deci rigiditatea suspensiei masei mobile a vibratorului este mult mai mică decît rigiditatea echivalentă a structurii încercate.

Atunci cînd corpul vibratorului este atașat de o masă relativ mare, $m_2 \gg m_s$, $\beta \to \infty$, astfel încît se poate considera că $X_2 = 0$ și

$$\frac{X_1 k_s}{F_0} = \frac{1}{1 + \alpha - (1 + \mu)\eta^2 + i2\zeta_s\eta}. \tag{8}$$

Pentru $\alpha \ll 1$ şi $\mu \ll 1$ ecuaţia (8) reprezintă expresia exactă a răspunsului structurii.

3. Efectul mişcării corpului vibratorului

În figurile 5 — 9 se arată variaţia cu frecvenţa a amplitudinii deplasării $|X_1|$ a punctului de excitare al structurii, respectiv a forţei $|F_0^*|$ efectiv aplicate structurii, în jurul rezonanţei sistemului cu un grad de libertate ce modelează structura, pentru diferite valori α şi β, considerînd $\zeta_s = 0{,}1$ şi $\mu = 0{,}01$.

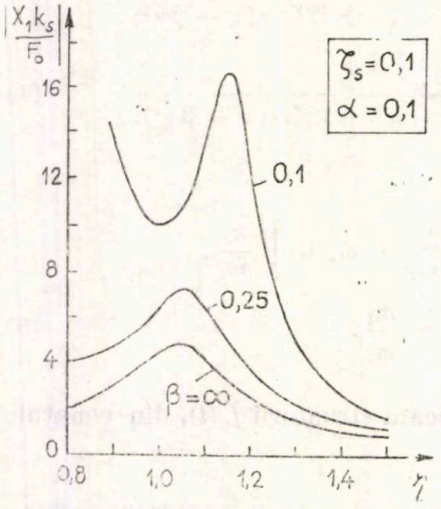


Fig. 5

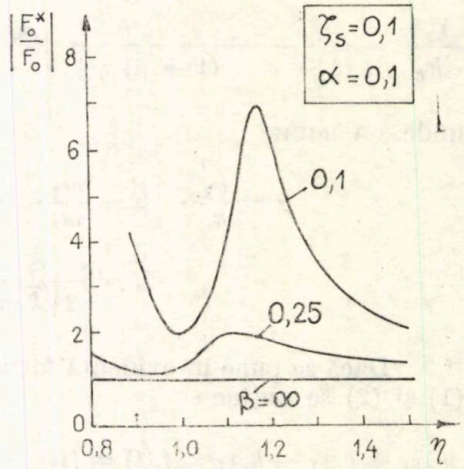


Fig. 6

Micşorarea masei m_2 (deci a lui β) duce la creşterea amplitudinii deplasării structurii $|X_1|$ şi a frecvenţei de rezonanţă corespunzătoare (Fig. 5). Aceasta se explică prin creşterea amplitudinii forţei efectiv aplicate structurii $|F_0^*|$ (Fig. 6) şi a variaţiei acesteia cu frecvenţa perturbatoare. Modificarea concomitentă a defazajului între forţa electromagnetică şi deplasarea masei m_s duce la amplificarea buclei corespunzătoare a diagramei polare (Fig. 7) şi la rotirea razei vectoare la rezonanţă, efect observat experimental în studiul răspunsului în frecvenţă al structurilor relativ mari.

În cazul modurilor proprii de vibraţie cu rigiditate echivalentă relativ mică, comparabilă cu cea a suspensiei elastice a masei vibratorului, creşterea acesteia din urmă determină o creştere a frecvenţei de rezonanţă măsurate a structurii (Fig. 8), rezultat al modificării variaţiei cu frecvenţa a forţei aplicate structurii (Fig. 9).

Rezultă că în cazul ataşării unui vibrator electrodinamic de o structură, trebuie studiat răspunsul sistemului cu două grade de libertate din figura 4 în jurul rezonanţei subsistemului cu un grad de libertate m_s — — k_s — c_s care modelează structura (Fig. 10). Se pune astfel în evidenţă

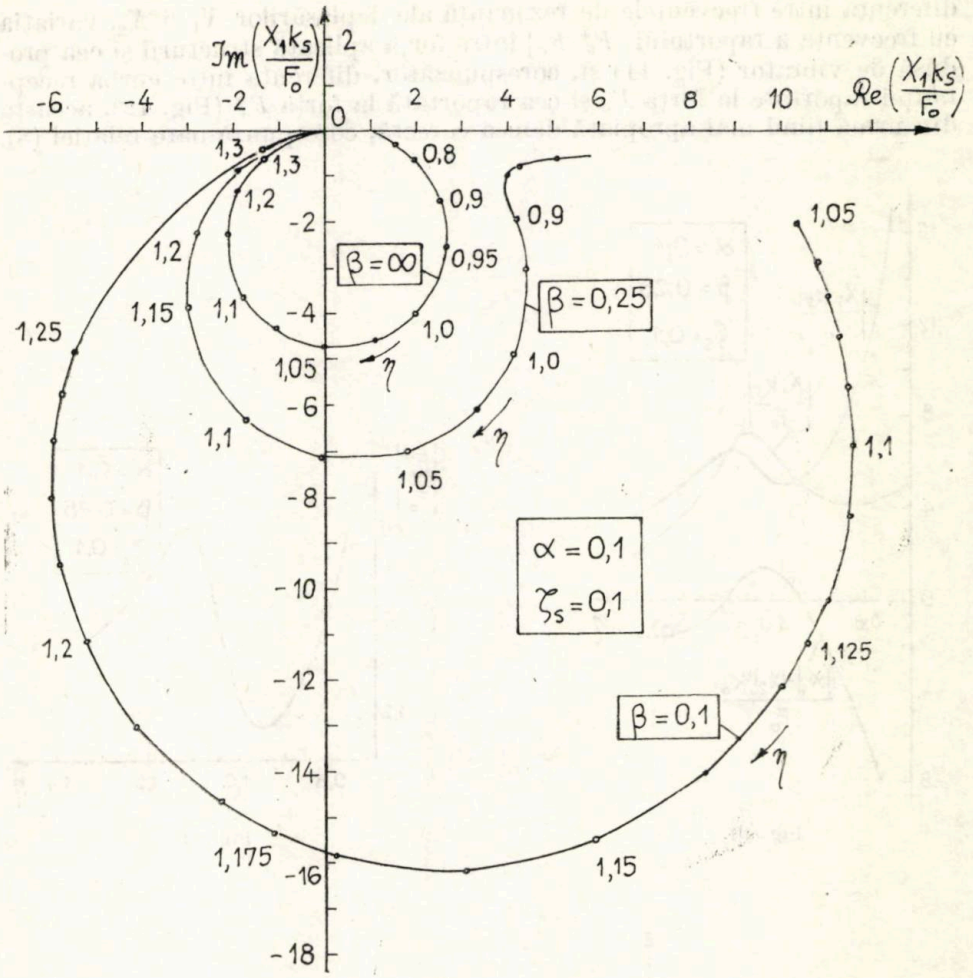


Fig. 7

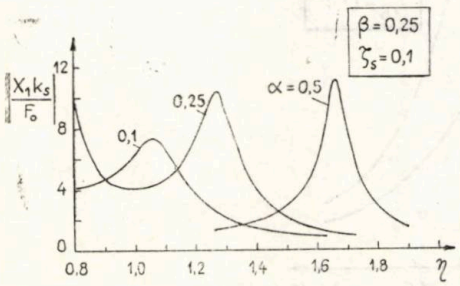


Fig. 8

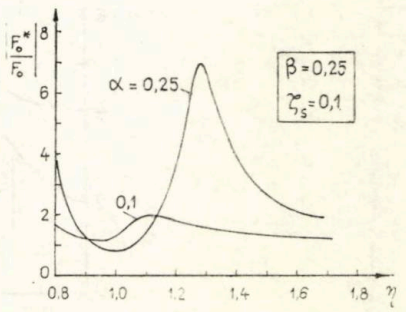


Fig. 9

diferența între frecvențele de rezonanță ale deplasărilor X_1 și X_2, variația cu frecvența a raportului $|F_0^*/F_0|$ între forța aplicată structurii și cea produsă de vibrator (Fig. 11) și, corespunzător, diferența între curba receptanței raportate la forța F_0 și cea raportată la forța F_0^* (Fig. 12), aceasta din urmă fiind mai apropiată de cea corectă, corespunzătoare relației (8).

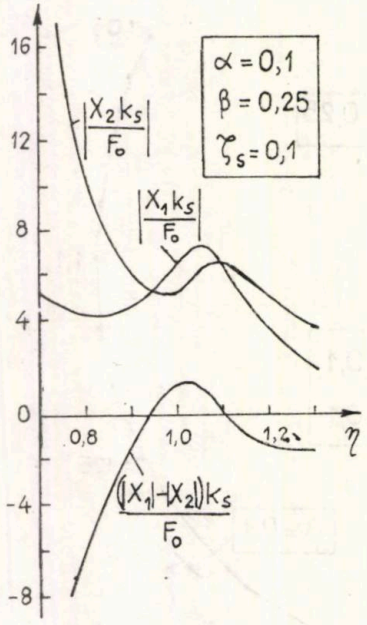


Fig. 10

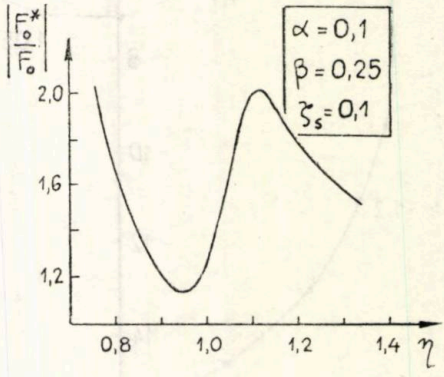


Fig. 11

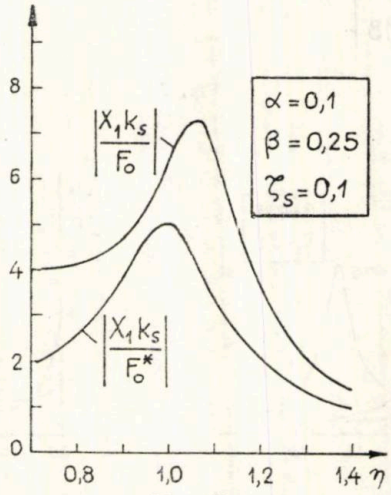


Fig. 12

4. Concluzii

În domeniul frecvențelor excitatoare relativ joase, mișcarea corpului vibratorului produce o variație cu frecvența a forței efectiv aplicate structurii. Se recomandă utilizarea unui captor de forțe montat cît mai aproape de structură și atașarea unei mase seismice mari de corpul vibratorului.

Dacă răspunsul în frecvență se măsoară menținînd constantă forța electromagnetică din vibrator (intensitatea curentului din bobina mobilă), atunci neglijarea influenței deplasării corpului vibratorului duce la o subestimare a valorii raportului de amortizare ζ_s și a masei echivalente a structurii m_s. Aprecierea cantitativă a acestor erori fiind dificilă, se recomandă raportarea deplasării la forța efectiv aplicată structurii, prin măsurarea deplasării corpului vibratorului și a masei acestuia.

Pentru evitarea rezonanței care produce mișcarea relativă mare a maselor vibratorului, se impune alegerea corespunzătoare a vibratorului în funcție de structura încercată. Se recomandă [8] adaptarea impedanței mecanice a structurii încercate cu cea a vibratorului, deci, ca regulă practică ușor de reținut : utilizarea unui vibrator mare pentru structuri mici și a unui vibrator mic pentru excitarea structurilor relativ mari.

BIBLIOGRAFIE

1. *Gh. Buzdugan, E. Mihăilescu, M. Radeș*, Vibration Measurement, Martinus Nijhoff Publ., Dordrecht, Boston, Lancaster, 1986.
2. *D. J. Ewins*, Modal Testing : Theory and Practice, Research Studies Press Ltd., Letchworth, 1984.
3. *I. P. Vatz*, Determination of modal mass from test data, Shock and Vibration Bulletin, *38* (Part. 3), p. 271—298 (1968).
4. *J. O. Litz*, Improving the accuracy of structural response measurements, Test, Aug./Sept., p. 6—13, 1979 ; Oct./Nov., p. 10—12, 1979.
5. *M. Radeș*, Compensarea maselor la măsurarea impedanțelor mecanice, St. cerc. mec. apl., *35* (4), p. 547—568 (1976).
6. *H.G.D. Goyder, R. G. White*, The analysis of measured data for the determination of the fundamental dynamic properties and vibration transmission characteristics of structures, S.E.E. Symp., Imperial College, London, April 4—7, 1977.
7. *P. J. Holmes, R. G. White*, Data analysis criteria and instrumentation requirements for the transient measurement of mechanical impedance, J. Sound Vibration, *25* (2), p. 217—243 (1972).
8. *P. Grootenhuis*, Small or large vibrators, Environmental Engineering Quarterly, nr. 9, p. 25 (Mar. 1964).

Effect of Exciter Attachment on the Structural Dynamic Response

The electromagnetic shaker is commonly used for exciting the structures during frequency response measurements. Herein the effect of shaker body movement is studied on the structural response at low frequencies. On this basis, alteration of measured frequency response curves is explained and errors arising in estimation of modal parameters are explained.

C.Z. : 621.436 : 547.261

UNELE ASPECTE ALE ALIMENTĂRII MOTORULUI D-2156-MTN-8 CU METANOL

M. G. POPA, N. NEGURESCU, C. PANĂ, N. APOSTOLESCU, A. MANOLE*

În lucrare se prezintă comparativ unele rezultate și concluzii obținute pe motorul diesel supraalimentat de autocamion D-2156-MTN-8 în cazul alimentării cu metanol prin procedeele : carburație, emulsie și injecție separată.

Cercetările intreprinse de autori la catedra de Mașini termice și cazane din Institutul Politehnic București, au evidențiat posibilitatea economisirii motorinei prin înlocuirea parțială cu metanol [1], [2], [3].

Se impune însă să se țină seama de eficiența energetică a folosirii metanolului în motorul diesel pentru oricare dintre soluțiile preconizate. Astfel autorii prezintă rezultatele și concluziile obținute pe un motor diesel supraalimentat de autocamion (D2156MTN8), în cazul alimentării cu metanol prin procedeele : carburație, emulsie și injecție separată.

Economia de motorină ce se poate realiza este dependentă, de procentul de metanol și de randamentul motorului.

Astfel, între aceste mărimi, teoretic există relația :

$$\Delta e = 1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{H_m}{H_M} \cdot \frac{x}{1-x}\right) \cdot (1 + \Delta\eta)}$$

unde : Δe este economia relativă de motorină :

$$\Delta e = \frac{C_{M0} - C_M}{C_{M0}} \cdot 100 \qquad [\%].$$

x — participația masică a metanolului :

$$x = \frac{C_m}{C_m + C_M} \cdot 100 \qquad [\%]$$

* Șef lucrări dr. ing. ; Șef lucrări dr. ing. ; Șef lucrări dr. ing., Prof. dr. ing. ; Prof. dr. ing. catedra de Mașini termice și cazane.

$\Delta\eta$ — variația relativă a randamentului :

$$\Delta\eta = \frac{\eta - \eta_0}{\eta_0} \cdot 100 \qquad [\%]$$

H_m — puterea calorică inferioară a metanolului, în kJ/kg ;
H_M — puterea calorică inferioară a motorinei, în kJ/kg ;
C_{M_0} — consumul orar de motorină în cazul funcționării numai cu motorină, în kg/h ;
C_M — consumul orar de motorină în cazul funcționării cu motorină și diferite proporții de metanol, în kg/h ;
C_m — consumul orar de metanol în cazul funcționării cu motorină și diferite proporții de metanol, în kg/h ;
η_0 — randamentul motorului în cazul funcționării cu motorină ;
η — randamentul motorului în cazul funcționării cu motorină și diferite proporții de metanol.

Considerînd un regim de funcționare stabilizat, (P_e = constant, n = constant), dependența economiei relative de motorină de proporția de metanol și de randamentul motorului, este prezentată în fig. 1

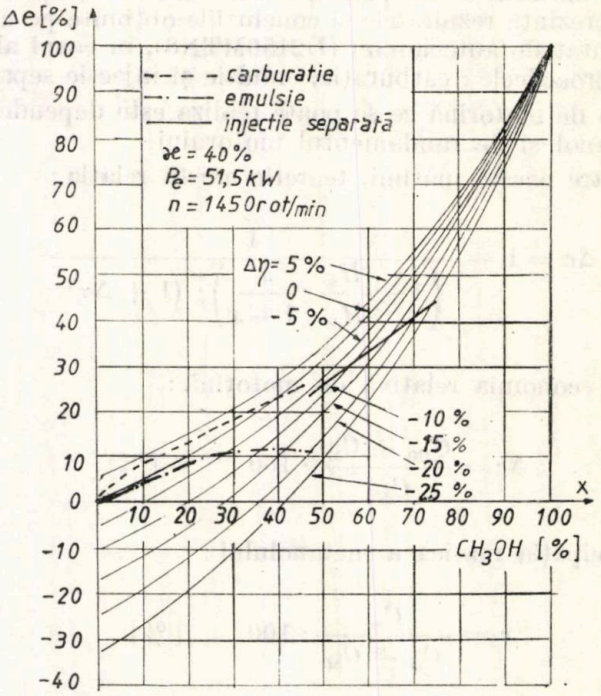


Fig. 1 — Dependența economiei relative de motorină, Δe, de proporția de metanol, X, și de variația randamentului $\Delta\eta$.

Tendința de utilizare a unor proporții mărite de metanol poate fi limitată de reducerea randamentului, din considerentul realizării unei economii relative de motorină. Din fig. 1, se observă că nu este rațională funcționarea motorului în domeniul în care parametrul Δe este negativ. În acest sens, scăderea randamentului devine un criteriu de limitare a proporției de metanol utilizate.

Randamentul motorului fiind influențat de procedeul de alimentare ales, acest criteriu delimitează zonele de proporții de metanol în care acestea pot fi folosite.

Astfel, prin carburație s-a obținut o îmbunătățire a randamentului pe aproape întreaga plajă investigată (fig. 2).

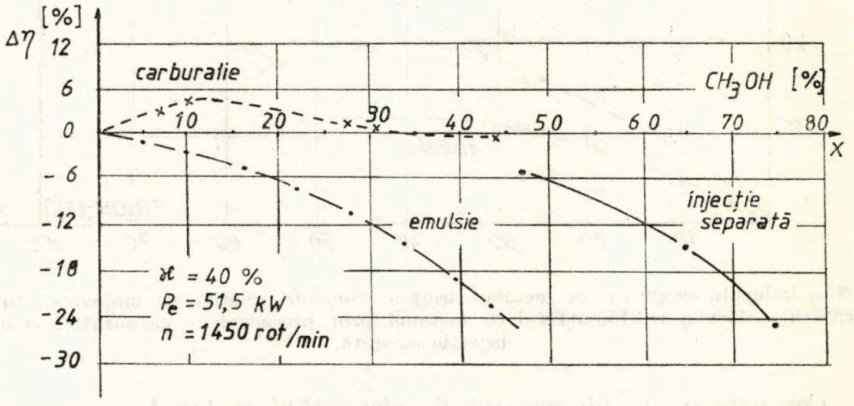


Fig. 2 — Influența proporției de metanol, asupra variației relative a randamentului, în cazul alimentării motorului D-2156-MTN-8 cu metanol prin carburație, emulsie și injecție separată.

Pe același domeniu al proporțiilor de metanol, procedeul de alimentare prin emulsie se dovedește inferior, scăderea randamentului amplificîndu-se cu procentul de metanol (fig. 2).

Pentru ambele procedee, există limitări suplimentare privind proporția de metanol fie datorită mersului dur al motorului (45—50% în cazul procedeului de alimentare prin carburație), fie datorită neregularității funcționării motorului (30—35% în cazul procedeului de alimentare prin emulsie).

Prin folosirea injecției separate a metanolului și motorinei, nu s-au semnalat fenomenele menționate care au dus la limitări pentru celelalte procedee, la folosirea unor proporții mărite de metanol. La utilizarea unor proporții de metanol cuprinse între 45—75%, scăderea randamentului este de același ordin de mărime ca în cazul alimentării prin emulsie în plaja 20—45% metanol (fig. 2). Acest procedeu, realizează și o economie relativă de motorină ridicată, în special datorită posibilității folosirii unor proporții mărite de metanol (fig. 3). În domeniul procentelor mici și mijlocii de metanol, procedeul de alimentare prin carburație se dovedește a fi mai eficient (fig.3).

În cazul procedeului de alimentare prin injecţie separată, proporţia de metanol poate fi modificată cu regimul de funcţionare a motorului, condiţie pe care nu o poate îndeplini sistemul de alimentare prin emulsie.

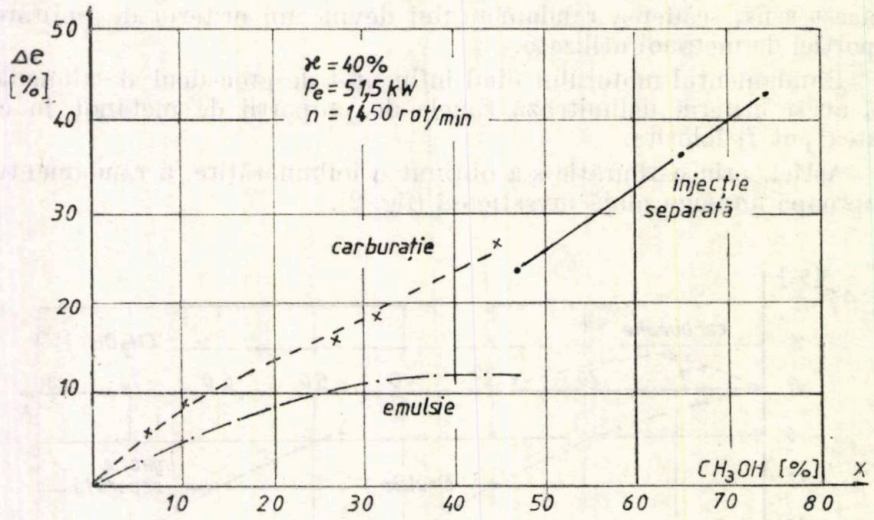


Fig. 3 — Influenţa proporţiei de metanol, asupra economiei relative de motorină, în cazul alimentării motorului D-2156-MTN-8 cu metanol prin procedeele: carburaţie, emulsie şi injecţie separată.

Comparativ, la un procent de circa 45% metanol se prezintă în tabelul 1 economia reativă de motorină şi variaţia relativă a randamentului.

(P_e = 51,5 kW, n = 1450 rot/min) *Tabelul 1*

Procedeul de alimentare	Δ e [%]	Δ η [%]
Carburaţie	27	— 0,37
Emulsie	12	—25,50
Injecţie separată	24	— 5,74

Se menţionează că rezutatele prezentate în cazul alimentării prin injecţie separată, sînt obţinute fără optimizarea reglajelor (experimentările cu acest procedeu de alimentare vor continua, rezultatele obţinute urmînd a fi prezentate în cadrul unei alte comunicări).

Rezultatele experimentale, sînt în concordanţă cu estimările teoretice prezentate în fig. 1.

Aplicarea în exploatare a sistemului de alimentare prin dublă injecţie, necesită echiparea motorului cu o pompă de injecţie cu număr dublu de secţiuni de pompare şi injectoare modificate. În cazul folosirii sistemului de alimentare prin emulsie, este necesar un sistem special de dozare [4],

iar în cazul alimentării prin carburaţie trebuie realizat un carburator adecvat. Celelalte elemente componente ale instalaţiei de alimentare (rezervoare, conducte, filtre, pompe de alimentare) sînt comune tuturor procedeelor.

BIBLIOGRAFIE

1. *N. Apostolescu, ş.a.*, Cercetări privind adaptarea la funcţionarea cu amestecuri metanol, motorină a unui motor diesel rapid, în Construcţia de Maşini, XXXV, 1983-nr. 2—3.
2. *N. Apostolescu, ş. a.*, Cercetări privind optimizarea corelaţiei regim de funcţionare — avans la injecţie — grad de recirculare a gazelor la un motor diesel rapid alimentat cu emulsii de metanol în motorină, Construcţia de Maşini, XXXVI, 1984, nr. 4.
3. *M. Popa*, ş.a., Aspecte ale utilizării metanolului în motorul cu ardere internă, Construcţia de Maşini, XXXIV, 1982, nr. 4.
4. *D. Nedelcu*, Contribuţii privind funcţionarea unui motor cu aprindere prin comprimare de tip M cu injecţie de emulsie metanol-motorină, Teză de doctorat, IPB, 1985.

Quelques aspects sur l'alimentation du moteur D-2156-MTN-8 avec méthanol

Cet article présente comparativement quelques résultas et conclusions obtenus sur un moteur diesel suralimenté d'autocamion D-2156-MTN-8, dans le cas de l'alimentation avec méthanol par les procedés : carburation, émulsion et injection séparée.

C.Z.: 539. 3:
512. 643

ASUPRA CIOCNIRII OBLICE A DOUĂ SOLIDE

ȘT. STAICU *

Lucrarea studiază ciocnirea oblică dintre două solide, utilizînd teoria vectorilor duali. Aplicînd, sub forma matriceală, teorema momentului cinetic dual, se stabilesc relații de calcul pentru componentele percuției de contact. În continuare se calculează pierderea de energie cinetică și energia cinetică a vitezelor pierdute pe perioada ciocnirii.

În această lucrare se stabilesc relațiile matriceale privind ciocnirea oblică a două rigide. Unele aspecte ale acestei probleme au fost studiate de C. Iacob [5], R. Voinea [6], N. Pandrea [7], M. Munteanu [9].

Vom considera un reper fix $\Omega\xi\eta\zeta_1$ în raport cu care se deplasează două corpuri solidare cu triedrele proprii $C_1x_1y_1z(T_1)$ și $C_2x_2y_2z_2$ (T_2) fig. 1, $i=1.\ k=1.$).

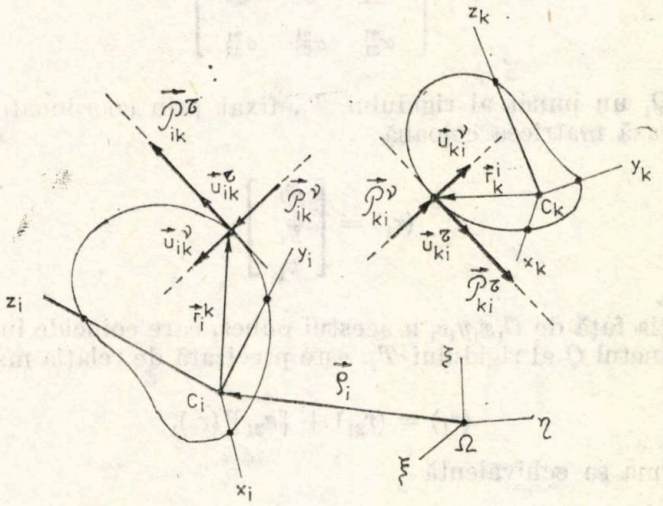


Fig. 1

Presupunînd că originile acestor triedre coincid cu centrele de masă ale celor două solide, parametrii de poziție ai sistemului T_2 în raport cu reperul

* Șef lucrări dr. ing., catedra Mecanică

mobil T_1 vor fi coordonatele relative x_{21}, y_{21}, z_{21} ale originii C_2 și unghiurile relative ale lui Euler ψ_{21}, θ_{21}, φ_{21} formate de axele C_2x_2, C_2y_2, C_2z_2 cu axele C_1x_1 C_1y_1 și, respectiv, C_1z_1. Acești parametri formează matricele

$$(R_{21}) = \begin{bmatrix} (r_{21}) \\ \hline 0 \end{bmatrix}, \quad (\Lambda_{21}) = \begin{bmatrix} 0 \\ \hline (\lambda_{21}) \end{bmatrix}, \tag{1}$$

unde

$$(r_{21}) = \begin{bmatrix} x_{21} \\ y_{21} \\ z_{21} \end{bmatrix}, \quad (\lambda_{21}) = \begin{bmatrix} \psi_{21} \\ \theta_{21} \\ \varphi_{21} \end{bmatrix}. \tag{2}$$

Pornind de la matricele de rotație [3] ale lui Euler, $[a_\psi^{21}]$, $[a_\theta^{21}]$ și $[a_\varphi^{21}]$, se introduce matricea ortogonală $[a_{21}]$ de trecere din sistemul mobil T_1 în sistemul T_2:

$$[a_{21}] = [a_\varphi^{21}][a_\theta^{21}][a_\psi^{21}] =$$

$$= \begin{bmatrix} \alpha_{11}^{21} & \alpha_{12}^{21} & \alpha_{13}^{21} \\ \alpha_{21}^{21} & \alpha_{22}^{21} & \alpha_{23}^{21} \\ \alpha_{31}^{21} & \alpha_{32}^{21} & \alpha_{33}^{21} \end{bmatrix}. \tag{3}$$

Fie Q_1 un punct al rigidului T_1, fixat prin coordonatele x_1, y_1, z_1 care formează matricea coloană

$$(r_1) = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix}. \tag{4}$$

Poziția față de $C_1x_1y_1z_1$ a acestui punct, care coincide în timpul ciocnirii cu punctul Q al rigidului T_2, este precizată de relația matriceală

$$(r_1) = (r_{21}) + [a_{21}]^T(r_2), \tag{5}$$

sau de forma sa echivalentă

$$[r_2] = [r_{21}] + [a_{21}]^T[r_2]\,[a_{21}], \tag{6}$$

dacă se utilizează matricea pătratică antisimetrică

$$[r_{21}] = \begin{bmatrix} 0 & -z_{21} & y_{21} \\ z_{21} & 0 & -x_{21} \\ -y_{21} & x_{21} & 0 \end{bmatrix}. \tag{7}$$

Dacă vom utiliza matricele (1), vom observa că relaţiile (5) şi (6) pot fi scrise sub o nouă formă

$$(R_1) = (R_{21}) + [A_{21}]^T \ (R_2)$$

$$[R_1] = [R_{21}] + [A_{21}]^T [R_2] [A_{21}], \tag{8}$$

în care matricele pătratice

$$[A_{21}] = \left[\begin{array}{c|c} [a_{21}] & 0 \\ \hline 0 & [a_{21}] \end{array}\right], \quad [R_{21}] = \left[\begin{array}{c|c} [e] & 0 \\ \hline [r_{21}] & 0 \end{array}\right] \tag{9}$$

conţin matricea de trecere (3), matricea antisimetrică $[r_{21}]$ şi matricea unitate

$$[e] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \tag{10}$$

Mişcarea rigidului T_i $(i = 1, 2)$, în raport cu reperul fix $\Omega\xi\eta\zeta$, este complet determinată de viteza $\vec{v}_i$ a originii C_i şi de viteza unghiulară $\vec{\omega}_i$. Proiecţiile acestor vectori pe axele triedrului propriu $C_i x_i y_i z_i$ definesc vectorul viteză dual $\vec{V}_i$ a solidului respectiv în centrul său de greutate [7], care va fi reprezentat prin matricea coloană

$$(V_i) = \left[\begin{array}{c} (v_i) \\ \hline (\omega_i) \end{array}\right] = \begin{bmatrix} v_{ix} \\ v_{iy} \\ v_{iz} \\ \omega_{ix} \\ \omega_{iy} \\ \omega_{iz} \end{bmatrix} \quad (i = 1,2). \tag{11}$$

Pentru a studia ciocnirea oblică a corpurilor de mase m_1 şi m_2, se calculează mai întîi momentele cinetice duale [3] în raport cu originea referenţialului fix $\Omega\xi\eta\zeta$. Matricele coloane ale celor doi vectori duali sînt date de relaţiile

$$(K_{\Omega i}) = [M_i][A_{i0}]\,[\mathscr{R}_{i0}]^T[A_{i0}]^T \ (V_i) + \widetilde{[M_i]}(V_i), \tag{12}$$

unde

$$[M_i] = \left[\begin{array}{c|c} [m_i] & 0 \\ \hline 0 & [m_i] \end{array}\right], \quad \widetilde{[M_i]} = \left[\begin{array}{c|c} [m_i] & 0 \\ \hline 0 & [J_i] \end{array}\right] \quad (i = 1,2), \tag{13}$$

reprezintă matricele maselor și, respectiv, matricele generale de inerție, care conțin matricele tensorilor de inerție ai rigidelor, $[J_i]$, calculate față de axele triedrelor proprii [3]. Se mai observă că matricele de transformare $[A_{i0}]$ realizează trecerea din sistemul $\Omega\xi\eta\zeta$ în sistemele proprii ale rigidelor și că matricele

$$[\mathcal{R}_i] = \left[\begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ \hline [\rho_i] & 0 \end{array}\right] \quad (i = 1,2) \tag{14}$$

depind de matricele antisimetrice $[\rho_1]$, $[\rho_2]$ ale vectorilor de poziție $\vec{\rho}_1$ și $\vec{\rho}_2$.

Să izolăm cele două corpuri și să introducem în punctele de contact percuțiile normale

$$\vec{\mathcal{P}}^{\nu}_{12} = \mathcal{P}_{\nu}\,\vec{u}_{12}{}^{\nu},\ \vec{\mathcal{P}}^{\nu}_{21} = \mathcal{P}_{\nu}\,\vec{u}^{\nu}_{21} \tag{15}$$

și percuțiile tangențiale

$$\vec{\mathcal{P}}^{\tau}_{12} = \mathcal{P}_{\tau}\vec{u}^{\tau}_{12},\ \vec{\mathcal{P}}^{\tau}_{21} = \mathcal{P}_{\tau}\vec{u}^{\tau}_{21}\,, \tag{16}$$

pe direcțiile versorilor

$$\vec{u}^{\upsilon}_{12} = -\vec{u}^{\upsilon}_{12},\ \vec{u}^{\tau}_{12} = -\vec{u}^{\tau}_{21}. \tag{17}$$

Teorema momentului cinetic dual în raport cu centrul de masă [3], [7], aplicată pe întregul interval al ciocnirii rigidelor, se exprimă prin următoarele relații

$$\begin{aligned}(V_1'') - (V_1') &= \mathcal{P}_{\upsilon}[M_1]^{-1}\,[R_1]\,(U^{\nu}_{12}) + \mathcal{P}_{\tau}[M_1]^{-1}\,[R_1](U^{\tau}_{12}) \\ (V_2'') - (V_2') &= \mathcal{P}_{\nu}\,[M_2]^{-1}\,[R_2]\,(U^{\nu}_{21}) + \mathcal{P}_{\tau}[M_2]^{-1}\,[R_2](U^{\tau}_{21}),\end{aligned} \tag{18}$$

unde prin (V_1'), (V_2') s-au notat vitezele duale la începutul ciocnirii, iar prin (V_1''), (V_2'') — vitezele duale la sfîrșitul ciocnirii. Matricele coloane ale versorilor (17),

$$\begin{aligned}(U^{\nu}_{12}) &= \left[\begin{array}{c} (u^{\nu}_{12}) \\ \hline 0 \end{array}\right],\ (U^{\tau}_{12}) = \left[\begin{array}{c} (u^{\tau}_{12}) \\ \hline 0 \end{array}\right], \quad (U^{\upsilon}_{21}) = \left[\begin{array}{c} (u^{\nu}_{21}) \\ \hline 0 \end{array}\right], \\ (U^{\tau}_{21}) &= \left[\begin{array}{c} (u^{\tau}_{21}) \\ \hline 0 \end{array}\right],\end{aligned} \tag{19}$$

sînt legate prin relațiile

$$\begin{aligned}(U^{\nu}_{12}) + [A_{21}]^T\,(U^{\nu}_{21}) &= 0 \\ (U^{\tau}_{12}) + [A_{21}]^T\,(U^{\tau}_{21}) &= 0.\end{aligned} \tag{20}$$

Pornind de la rezultatele obținute în cazul ciocnirii normale a două rigide [3], [5], [6], [7], [9], în continuare se definește coeficientul de restituire al direcției normale k_ν prin relațiile

$$k_\nu = \frac{w_\nu - \vec{v}''_{Q_1}\vec{u}^{\nu}_{12}}{\vec{v}'_{Q_1}\vec{u}^{\nu}_{12} - w_\nu} = \frac{\vec{v}''_{Q_2}\vec{u}^{\nu}_{12} - w_\nu}{w_\nu - \vec{v}'_{Q_2}\vec{u}^{\nu}_{12}}, \tag{21}$$

unde w_ν este componenta normală a vitezelor la care au ajuns punctele de contact Q_1 și Q_2 la sfîrșitul fazei de compresiune normală. Dacă se utilizează vitezele duale de la începutul și sfîrșitul ciocnirii, expresia coeficientului de restituire este

$$k_\nu = \frac{(U^{\nu}_{12})^T\{[A_{21}]^T[R_2]^T(V''_2) - [R_1]^T(V''_1)\}}{(U^{\nu}_{12})^T\{[R_1]^T(V'_1) - [A_{21}]^T[R_2]^T(V'_2)\}}. \tag{22}$$

Formula (22) este asemănătoare cu relația coeficientului de restituire obținută de N. Pandrea [7].

Întrucît ciocnirea este oblică, vom extinde formulele (21) pentru a defini coeficientul de restituire al direcției tangențiale

$$k_\tau = \frac{\vec{v}''_{Q_1}\vec{u}^{\tau}_{21} - w_\tau}{\vec{v}'_{Q_1}\vec{u}^{\tau}_{12} - w_\tau} = \frac{\vec{v}''_{Q_2}\vec{u}^{\tau}_{21} - w_\tau}{\vec{v}'_{Q_2}\vec{u}^{\tau}_{21} - w_\tau}, \tag{23}$$

în care w_τ este viteza tangențială la care ar ajunge punctele de contact Q_1 și Q_2 în cazul unei compresiuni tangențiale complete. Relația (23) este expresia scalară a relației vectoriale de definiție a coeficientului de restituire tangențial introdus de M. Munteanu [9]. Să observăm că situația limită a compresiunii tangențiale maxime caracterizează ciocnirea tangențială plastică ($k_\tau = 0$) și că în cazul ciocnirii tangențiale elastice ($k_\tau = 1$) componentele tangențiale ale vitezelor rămîn neschimbate pe perioada ciocnirii. Relațiile (23) conduc la expresia

$$k_\tau = \frac{(U^{\tau}_{12})\{[R_1]^T(V''_1) - [A_{21}]^T[R_2]^T(V''_2)\}}{(U^{\tau}_{12})\{[R_1]^T(V'_1) - [A_{21}]^T[R_2]^T(V'_2)\}}. \tag{24}$$

Să înmulțim relațiile (18) la stînga cu matricele $\{[R_1](U^{\nu}_{12})\}^T$, respectiv, $\{[R_2](U^{\nu}_{21})\}^T$ și apoi să însumăm. Relația obținută împreună cu (20), (22) conduce la ecuația

$$\mathscr{P}_\nu(U^{\nu}_{12})^T[S](U^{\nu}_{12}) + \mathscr{P}_\tau(U^{\tau}_{12})^T[S](U^{\nu}_{12}) = \tag{25}$$

$$= (1 + k_\nu)(U_{12})^T\{[A_{21}]^T[R_2]^T(V'_2) - [R_1]^T(V'_1)\},$$

unde s-a notat

$$[S] = [R_1]^T[\widetilde{M}_1]^{-1}[R_1] + [A_{21}]^T[R_2]^T[\widetilde{M}_2]^{-1}[R_2][A_{21}]. \tag{26}$$

Se multiplică din nou aceleași relații (18) cu matricele $\{[R_1](U_{12}^{\tau})\}^T$, respectiv, $\{[R_2](U_{12})\}^T$, se însumează și se ține seama de (20), (24); rezultă

$$\mathscr{P}_{\upsilon}\,(U_{12}^{\upsilon})^T\,[S](U_{12}^{\tau}) + \mathscr{P}_{\tau}(U_{12}^{\tau})^T\,[S](U_{12}^{\tau}) = \\ = (1-k_{\tau})\,(U_{12}^{\tau})^T\,\{[A_{21}]^T\,[R_2]^T\,(V_2') - [R_1]^T\,(V_1')\}. \tag{27}$$

Sistemul de ecuații (25), (27) furnizează componentele $\mathscr{P}_{\upsilon}$, $\mathscr{P}_{\tau}$ ale percuției interioare $\mathscr{P}$, care se introduc în (18) pentru a obține vitezele duale la sfîrșitul ciocnirii

$$(V_1'') = (V_1') + [\tilde{M}_1]^{-1}\,[R_1]\,\{\mathscr{P}_{\upsilon}\,(U_{12}^{\upsilon}) + \mathscr{P}_{\tau}(U_{12}^{\tau})\} \\ (V_2'') = (V_2') - [\tilde{M}_2]^{-1}[R_2][A_{21}]\,\{\mathscr{P}_{\upsilon}\,(U_{12}^{\upsilon}) + \mathscr{P}_{\tau}(U_{12}^{\tau})\}. \tag{28}$$

Energia cinetică a vitezelor pierdute în intervalul ciocnirii

$$E_p = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{2}\{(V_i'')^T - (V_i')^T\}\,[\tilde{M}_i]\,\{(V_i'') - (V_i')\} \tag{29}$$

are următoarea expresie

$$E_p = \left\{\frac{1+k_{\upsilon}}{2}\,\mathscr{P}_{\upsilon}\,(U_{12}^{\upsilon})^T + \frac{1-k_{\tau}}{2}\,\mathscr{P}_{\tau}(U_{12}^{\tau})^T\right\}\{[A_{21}]^T[R_2]^T\,(V_2') - \\ - [R_1]^T\,(V_1')\}. \tag{30}$$

Dacă se calculează și pierderea de energie cinetică, pe perioada ciocnirii, adică

$$E = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{2}\{(V_i')^T\,[\tilde{M}_i]\,(V_i') - (V_i'')^T\,[\tilde{M}_i](V_i'')\}, \tag{31}$$

se obține

$$\Delta E = \left\{\frac{1-k_{\upsilon}}{2}\,\mathscr{P}_{\upsilon}(U_{12}^{\upsilon})^T + \frac{1+k_{\tau}}{2}\,\mathscr{P}_{\tau}(U_{12}^{\tau})^T\right\}\{[A_{21}]^T\,[R_2]^T\,(V_2') - \\ - [R_1]^T\,(V_1')\}. \tag{32}$$

Relațiile (30) și (32) reprezintă teoremele lui Kelvin [1], aplicate ciocnirii celor două rigide. Din cele două relații se obține raportul

$$\frac{\Delta E}{E_p} = \frac{1-k_{\upsilon}}{1+k_{\upsilon}}\,\frac{1+\dfrac{1+k_{\tau}}{1-k_{\upsilon}}\,\sigma\alpha}{1+\dfrac{1-k_{\tau}}{1+k_{\upsilon}}\,\sigma\alpha} \tag{33}$$

unde s-a notat

$$\sigma = \frac{P_\tau}{P_\nu} \tag{34}$$

$$\alpha = \frac{(U_{12}^\tau)^T \{[A_{21}]^T [R_2]^T (V_2') - [R_1]^T (V_1')\}}{(U_{12}^\nu)^T \{[A_{21}]^T [R_2]^T (V_2') - [R_1]^T (V_1')\}} . \tag{34}$$

Relația (33) reprezintă o generalizare a teoremei lui Carnot, pentru cazul ciocnirii oblice a două rigide.

Cazul ciocnirii normale a două corpuri se obține făcînd $\sigma = 0$ în rezultatele precedente. Procedînd astfel, relația (33) capătă forma simplificată

$$\frac{\Delta E}{E_p} = \frac{1 - k_\nu}{1 + k_\nu} , \tag{35}$$

obținută de C. Iacob [5], pe o cale directă, aplicînd metode vectoriale.

Observație. În cazul ciocnirii oblice a două sfere de dimensiuni neglijabile și de mase m_1 și m_2[1], componentele percuției $\vec{\mathscr{P}}$ rezultă din ecuațiile (25), (27) și au următoarele expresii :

$$\begin{aligned} \mathscr{P}_\tau &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (v_{1\tau}' - v_{2\tau}')(1 - k_\tau) \\ \mathscr{P}_\nu &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (v_{1\upsilon}' - v_{2\nu}')(1 + k_\nu). \end{aligned} \tag{36}$$

Pornind de la (34), se calculează coeficienții

$$\sigma = \frac{1 - k_\tau}{1 + k_\nu} \alpha, \quad \alpha = \frac{v_{1\tau}' - v_{2\tau}'}{v_{1\nu}' - v_{2\nu}'} , \tag{37}$$

și apoi raportul dintre pierderea de energie cinetică și energia cinetică a vitezelor pierdute pe perioada ciocnirii

$$\frac{\Delta E}{E_p} = \frac{1 - k_\nu}{1 + k_\nu} \frac{1 + \dfrac{1 - k_\tau^2}{1 - k_\nu^2} \alpha^2}{1 + \dfrac{(1 - k_\tau)^2}{(1 + k_\nu)^2} \alpha^2} . \tag{38}$$

BIBLIOGRAFIE

1. *Șt. Staicu*, Introducere în mecanica teoretică, Ed. Științifică și enciclopedică, București, 1983.
2. *R. Voinea, Șt. Staicu*, Sur le choc du solide rigide soumis aux liaisons, în „Rev. Roum. Sci. Techn. — Méc. Appl.", 25, 5, 1981.

3. *Șt. Staicu*. Aplicații ale calculului matriceal în mecanica solidelor, Ed. Academiei R.S. România, București, 1986.
4. *R. Voinea, D. Voiculescu, V. Ceauşu*, Mecanica, Ed. Didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1983.
5. *C. Iacob*, Asupra axiomelor mecanicii şocurilor şi a generalizării teoremei lui Lazare Carnot, în ,,St. Cerc. Mec. Apl"., 44, 2, 1985.
6. *R. Voinea*, O expresie generală a energiei cinetice pierdute în cazul ciocnirii a două corpuri solide, Sesiunea de comunicări ştiinţifice a Instit. Politehnic Bucureşti, mai 1984.
7. *N. Pandrea*, Studiul general al ciocnirilor cu ajutorul vectorilor duali, în ,,St. Cerc. Mec. Apl.", 36, 6, 1977.
8. *Șt. Staicu*, Expresii matriceale pentru viteze şi acceleraţii în mişcarea compusă a sistemelor, în ,,St. Cerc. Mec. Apl"., 44, 3, 1985.
9. *M. Munteanu*, Asupra ciocnirii a două corpuri într-o mişcare generală, în ,,St. Cerc. Mec. Apl." ,37, 4, 1978.

Sur le choc oblique de deux solides

L'article étudie le choc oblique entre deux solides, à l'aide de la théorie des vecteurs duals. En applicant le théorème du moment cinétique dual, des relations de calcul pour les composantes de la percution de contact sont établies sous forme matricielle. Ensuite on détermine la perte d'énergie cinétique et l'énergie cinétique des vitesses perdues au cours du choc.

C.Z.: 620. 174
621.643.2/3 : 539.4.014.2

INFLUENȚA PARAMETRILOR GEOMETRICI AI SECȚIUNII ASUPRA STĂRII DE TENSIUNE DIN ÎNVELIȘURILE CILINDRICE OVALIZATE SOLICITATE CU PRESIUNE INTERIOARĂ

H. GHEORGHIU *

Relațiile de calcul obținute cu ajutorul unui model simplificat sînt transcrise folosind parametri adimensionali, pentru a putea fi utilizate la studiul tensiunilor produse de presiunea interioară în tuburi cu secțiunea ovalizată. Concluziile rezultate din aplicarea acestor relații la învelișuri cu diametre, grosimi de perete și ovalizări diferite au condus la elaborarea unei metodologii simple pentru calculul tensiunilor datorate abaterii de la forma circulară a secțiunii.

Determinări experimentale ale stării de tensiune din învelișuri cilindrice cu secțiune ovalizată (Fig. 1), solicitate cu presiune interioară, au arătat că: 1) ovalizarea secțiunii este cauza unor tensiuni suplimentare provenite din încovoiere care, chiar la ovalizări reduse, sînt de același ordin de mărime cu cele produse de presiunea interioară în învelișul neovalizat; 2) aceste tensiuni variază neliniar cu presiunea aplicată; 3) valorile maxime ale tensiunilor acționează pe direcție circumferențială [2], [3].

În lucrarea [1] se propune un model de calcul simplificat, bazat pe ipoteza că starea de tensiune din învelișul cu secțiune ovalizată și perete de grosime variabilă, solicitat cu presiune uniformă, este aceeași cu starea de tensiune dintr-un înveliș cu secțiunea circulară, solicitat cu o sarcină variabilă, determinată astfel încît să fie respectată echivalența statică dintre cele două modele. Utilizarea acestei ipoteze conduce la următoarea expresie a tensiunii circumferențiale în punctele de pe suprafața interioară, respectiv exterioară a învelișului:

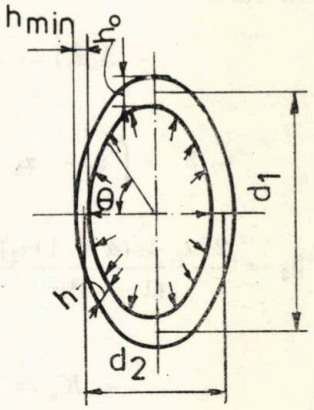


Fig. 1

$$\sigma_{\substack{\text{int}\\ \theta\text{ext}}} = \frac{pd_1}{2h}\left\{[1+(\alpha_2-k)\cos\theta+(k-1)\cos^2\theta]\pm\frac{3d_1}{h}\left[\alpha_1+\right.\right.$$

$$\left.\left.+(\alpha_2-k)\left(1-\cos\theta+\frac{1-k}{2}\sin^2\theta\right)\right]\right\}, \qquad (1)$$

* Șef lucrări dr. ing., catedra Rezistența materialelor

în care :

— h este grosimea variabilă a peretelui, pentru care s-a adoptat legea

$$h(\theta) = [1 - h_{\min}/h_0) \cos \theta] h_0 ; \tag{2}$$

$$- \alpha_1 = \frac{(a-1)^2 (1-k)}{(a+2)(a-1) + (a-2)\sqrt{1-a^2}} ; \quad \alpha_2 = k + \frac{a(a^2+3)(1-k)}{2[2 + (a^2+2)\sqrt{1-a^2}]} ;$$

— $a = 1 - h_{min}/h_0$;

— k — coeficientul de ovalitate al secţiunii.

Pentru aplicarea relaţiei (1) se ţine seama că la presiunea de calcul valoarea coeficientului de ovalitate, definit ca raport între valorile minimă şi maximă ale diametrului conturului median al secţiunii ($k = d_2/d_1$), este diferită faţă de cea calculată pentru starea nesolicitată, din cauza deformaţiei învelişului. Valoarea reală a acestui parametru se calculează cu relaţia :

$$k = \frac{d_2 + \Delta(d_2)}{d_1 + \Delta(d_1)} \tag{3}$$

în care

$$- \Delta(d_1) = -\frac{3}{2} \frac{p}{E} \frac{d_1^4}{h_0^3} \beta_1 ; \quad \Delta(d_2) = \frac{3}{4} \frac{p}{E} \frac{d_1^4}{h_0^3} \beta_2 ; \tag{4}$$

$$- \beta_1 = \left(\alpha_1 - \alpha_2 + \frac{1+k}{2} \right) K_1 + (\alpha_2 - k) K_2 + \frac{1-k}{2} K_3 ;$$

$$\beta_2 = \frac{2[\alpha_1 + (a-1)\alpha_2]}{(1-a^2)^2} + \frac{1}{a^2(1-a^2)} - \frac{k(2a-1)}{2a^2(1+a)^2} - \frac{1-k}{2a^3} \ln \frac{1-a}{1+a} ;$$

$$- K_n = \int_{\pi/2}^{\pi} \frac{\cos^n \theta}{(1 - a \cos \theta)^3} \, d\theta, \; n = 1, 2, 3 ;$$

— E = modulul de elasticitate al materialului.

Deoarece relaţiile (4) depind şi ele de coeficientul de ovalitate k, calculele se efectuează prin recurenţă, considerînd că la presiunea de calcul se ajunge printr-un număr oarecare de trepte de presiune.

Pentru aprecierea comportării sub acţiunea presiunii interioare a secţiunilor cu parametri geometrici d_1, d_2, h de diferite valori, metodologia rezultată din utilizarea modelului de calcul prezentat a fost aplicată pentru

un număr mare de situații, în domeniile uzuale de mărime ale acestor parametri.

În vederea simplificării calculelor și a măririi domeniului de folosire a rezultatelor, au fost introduse mărimile adimensionale definite de relațiile :

— $\bar{\sigma}_\theta = \sigma_\theta / p$ — tensiunea adimensională ;

— $\bar{p} = p/E$ — presiunea adimensională ;

— $\bar{D} = d_1/h_0$ — diametrul relativ ;

— $\bar{h} = h_{min}/h_0$ — coeficientul de variație a grosimii ;

— $\overline{\Delta(d_1)} = \Delta(d_1)/h_0$; $\overline{\Delta(d_2)} = \Delta(d_2)/h_0$ — variațiile relative ale diametrelor.

Cu aceste notații, relațiile (1), (3) și (4) se exprimă sub forma adimensională :

$$\bar{\sigma}_{\substack{int \\ \theta ext}} = \frac{\bar{D}}{2[1-(1-\bar{h})\cos\theta}\left\{1+\{\alpha_2-k)\cos\theta+(k-1)\cos^2\theta \pm\right.$$

$$\left. \pm \frac{3\bar{D}\left[\alpha_1+(\alpha_2-k)(1-\cos\theta)+\frac{1-k}{2}\sin^2\theta\right]}{1-(1-\bar{h})\cos\theta}\right. \tag{5}$$

$$k = \frac{k_a \bar{D} + \overline{\Delta(d_2)}}{\bar{D} + \overline{\Delta(d_1)}} \tag{6}$$

$$\overline{\Delta(d_1)} = -\frac{3}{2}\bar{p}\,\bar{D}^4\,\beta_1$$

$$\overline{\Delta(d_2)} = \frac{3}{4}\bar{p}\,\bar{D}^4\,\beta^2 \tag{7}$$

unde k_a este valoarea lui k pentru treapta anterioară de presiune.

Cu ajutorul relațiilor (5), (6), (7) au fost efectuate calcule pentru învelișurile caracterizate de diametrul relativ $\bar{D} = 20$; ... ;200, coeficientul de variație a grosimii $\bar{h} = 1,0$; .. ; 0,85, ovalitatea inițială $k_0 = 85$; ... ; 1,0, la solicitarea cu presiune adimensională în domeniul $0,952 \cdot 10^{-6}$ ... $47,6 \cdot 10^{-6}$ (sau 0,2 ; ... ; 10 MPa, pentru învelișuri din oțel).

Analiza rezultatelor acestor calcule a permis să se elaboreze unele concluzii cu caracter general precum și o metodologie simplificată pentru calculul tensiunilor în învelișurile ale căror caracteristici sînt incluse în domeniile explorate. În acest scop a fost urmărită influența parametrilor geometrici asupra valorii reale a coeficientului k la presiunea de calcul, ceea ce a condus la următoarele observații :

a. Tendința de circularizare a secțiunii sub efectul presiunii interioare ($k \to 1$) este cu atît mai accentuată cu cît diametrul relativ $\bar{D}$ este

mai mare. Pentru exemplificare, în figura 2 s-a reprezentat variația cu presiunea a coeficientului de ovalitate k în cazul unor învelișuri cu ovalitatea inițială $k_0=0{,}9$ și diametre relative diferite. Modificarea parametrului.

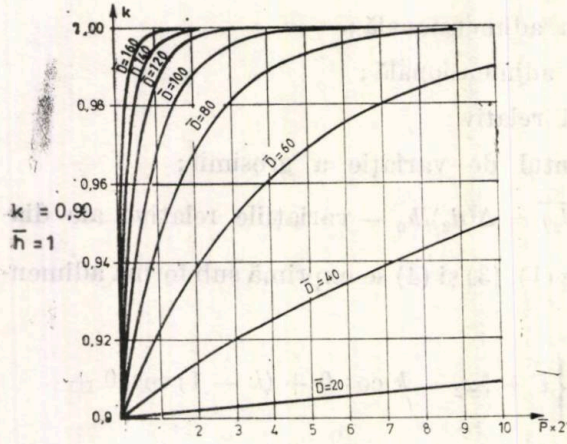


Fig. 2

k justifică necesitatea considerării dependenței neliniare a tensiunilor cu presiunea.

b. Deoarece în domeniul studiat, s-a constatat că, pentru aceeași presiune, diametru relativ și ovalitate inițială, dar pentru valori diferite ale coeficientului de variație a grosimii $\bar{h}$, parametrul k a prezentat diferențe mai mici de 1 ‰, rezultă că în acest domeniu variația grosimii nu influențează sensibil modificarea ovalității secțiunii în urma solicitării cu presiune interioară.

c. În figura 3 este reprezentat modul în care valoarea reală a lui k se modifică, la o aceeași presiune aplicată unor învelișuri cu diferite ovalități inițiale k_0. Distribuția valorilor din aceste diagrame (a căror formă este asemănătoare pentru toate presiunile la care au fost efectuate calcule) a sugerat considerarea unei aproximări liniare a dependenței parametrului k la presiunea de calcul, cu valoarea sa inițială, k_0, de forma :

$$k = k_0 m + n, \qquad (8)$$

în care coeficienții m și n depind de presiunea aplicată și diametrul relativ $\bar{D}$. Ei pot fi determinați cu ajutorul diagramelor din figurile 4 și 5, obținute prin prelucrarea statistică a rezultatelor calculelor efectuate. Utilizarea relației (8), elimină necesitatea determinării valorii reale a parametrului k prin aplicarea iterativă a relației (6).

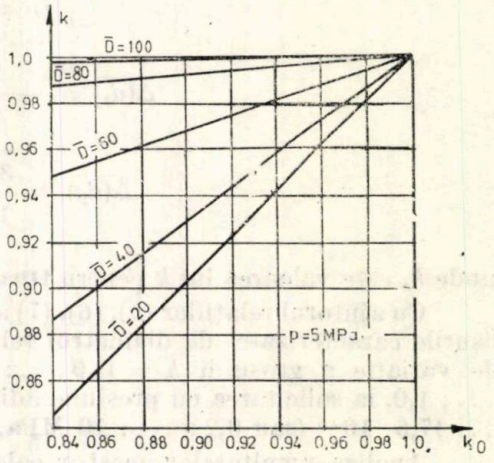


Fig. 3

Observațiile rezultate din studiul influenței parametrilor geometrici asupra coeficientului de ovalitate au condus la elaborarea unei metodologii simple pentru calculul tensiunilor într-un înveliș caracterizat prin diamerele conturului median în stare nedeformată $d_{1,0}$, $d_{2,0}$, grosimile h_0, h_{min},

solicitat cu presiune interioară p. Operațiile care trebuie efectuate în acest scop sînt :

— calcularea parametrilor adimensionali $\bar{p} = p/E$, $\bar{h} = h_{min}/h_0$, $k_0 = d_{2,0}/d_{1,0}$, $D_0 = d_{10}/h_0$;

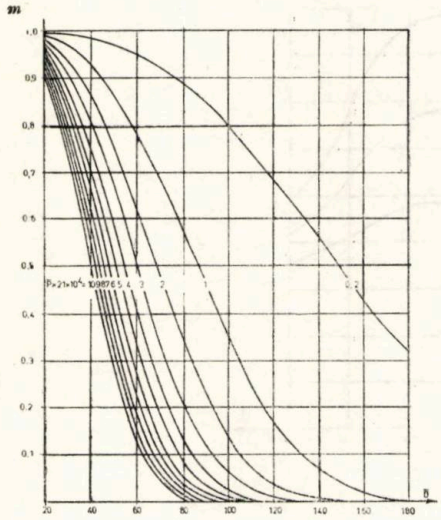


Fig. 4

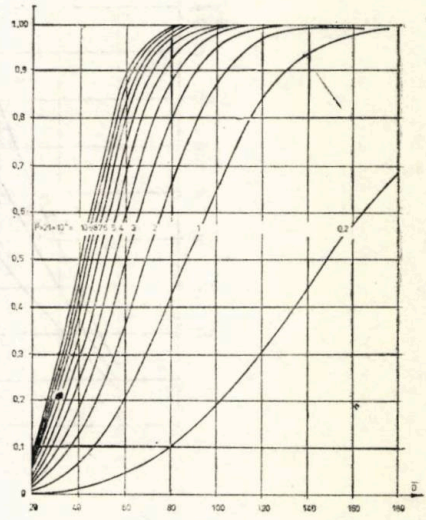


Fig. 5

— determinarea coeficienților m și n, corespunzători presiunii de calcul și diametrului relativ $\bar{D}_0$(Fig. 4 și 5) ;

— calcularea valorilor reale la presiunea de calcul a parametrului k (relația (8)) și diametrului relativ $\bar{D}$, cu relația :

$$\bar{D} = \bar{D}_0(1 + k_0)/(1 + k), \tag{9}$$

rezultată din eliminarea mărimilor $\overline{\Delta(d_1)}$ și $\overline{\Delta(d_2)}$ din expresiile $\bar{D}_{2,0} = k_0\bar{D}_0$; $\bar{D}_2 = k(D_0 + \overline{\Delta(d_1)}) = \bar{D}_{2,0} + \overline{\Delta(d_2)}$ și $\bar{D} = \bar{D}_0 + \overline{\Delta(d_1)}$;

— calcularea tensiunii adimensionale cu relația (4) ;

— calcularea tensiunilor la presiunea de calcul, $\sigma_\theta = \bar{\sigma}_\theta p$.

Pentru învelișul cu perete de grosime uniformă, $\bar{h} = 1$, iar expresia (5) a tensiunii adimensionale devine :

$$\sigma_{\substack{\text{int} \\ \theta \text{ext}}} = \frac{1 + k_0}{4}\bar{D}_0\left[1 - \frac{1 - k}{1 + k}\left(1 \pm \frac{3}{2}\frac{1 + k_0}{1 + k}\bar{D}_0\right)\right]\cos 2\theta \tag{10}$$

Este interesant de remarcat că tensiunile calculate cu relația (10) nu au o variație monoton crescătoare în raport cu parametrul $\bar{D}$. În figura (6) este reprezentată, pentru exemplificare, curba tensiunii $\sigma_{\theta max}(\bar{D})$ la presiunea $p = 2$ MPa care acționează în învelișuri cu coeficienți ini-

ţiali de ovalitate k_0 diferiţi. Ca urmare a acestei forme de variaţie, soluţia majorării grosimii peretelui în vederea ameliorării stării de tensiune într-un înveliş de diametru şi ovalitate date nu este general valabilă.

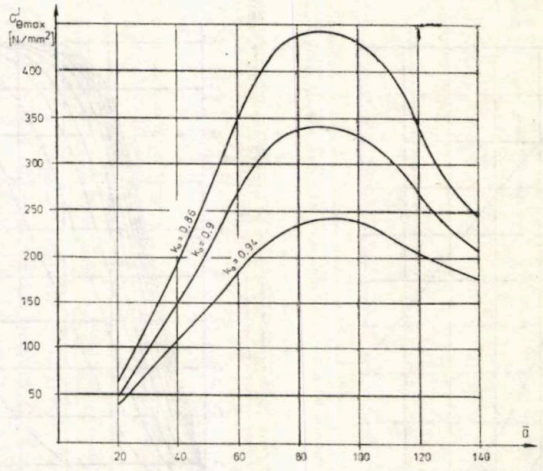


Fig. 6

BIBLIOGRAFIE

1. *H. Gheorghiu, M. Blumenfeld*, Hoop Stresses in Ovalised Cylindrical Tubes, with Variable Thickness Walls, Rev. Roum. Sci. — Techn. — Méc. Appl., Tome 30, no. 5, 1985.
2. *H. Gheorghiu*, Stări locale de eforturi unitare în recipiente cilindrice solicitate cu presiune interioară, Teză de doctorat, I.P.B., 1984.
3. * * * Măsurări tensometrice în vederea stabilirii procedeului de consolidare a porţiunilor curbe din conducta de transport ţiţei Constanţa — Bărăganu, Contract de cercetare ştiinţifică nr. 230 RM, I.P.B., 1979.

Influence of Geometrical Parameters of the Section on the Stresses in Ovalised Cilindrical Tubes under Internal Pressure

The calculation relations obtained by means of a simplified model are transcribed via adimensional parameters with a view to using them in the study of stresses produced by the internal pressure in ovalised cylindrical tubes. The conclusions derived from the application of these relations to shells having different diameters, wall thickness and ovalisations led to the elaboration of a simple methodology for the calculation of stresses generated by this particular form of the cross section.

C.Z.: 532.21
532.5

ASUPRA INTRODUCERII UNUI NUMĂR FROUDE CRITIC

M. EXARHU*

În lucrare se propune introducerea unui număr Froude critic pentru fiecare tip de secțiune de canal, care să indice stabilirea regimului critic de curgere. Pe această bază se regăsesc formulele pentru viteza critică și pentru raportul dintre adîncime și energia specifică la o serie de canale larg utilizate în practică.

1. Introducere

Deși regimul critic de curgere cu suprafață liberă a apei este bine cunoscut, sînt încă insuficient prezentate în literatură relațiile de calcul pentru secțiuni diferite de cea dreptunghiulară. În plus, în lucrările clasice, pentru aceste secțiuni se utilizează o așa zisă „adîncime medie", denumire inadecvată, pentru a se obține numărul Froude egal cu unu în regim critic. În acest articol, în locul adîncimii medii se propune utilizarea adîncimii naturale maxime a apei într-o albie dată, definindu-se însă un număr Froude critic specific fiecărui tip de secțiune, la care se atinge regimul critic de curgere. În afara secțiunii dreptunghiulare, pentru care se regăsesc relațiile clasice, se detaliază calculele pentru o serie de secțiuni mai des utilizate în practică[1, 2, 3]. Este posibilă și o adimensionalizare ulterioară a relațiilor [4].

2. Relațiile generale de calcul

Pornind de la formula energiei specifice în curgerea cu suprafața liberă

$$H = h + \frac{\alpha v^2}{2g} = h + \frac{\alpha Q^2}{2gA^2}, \tag{1}$$

sau a debitului teoretic,

$$Q = A\sqrt{\frac{2g}{\alpha}(H - h)}, \tag{2}$$

rezultă pentru regimul critic

$$H_c = h_c + \frac{A}{2B_s}, \quad v_c = \sqrt{\frac{g}{\alpha}\frac{A}{B_s}}, \tag{3}$$

* Șef lucrări dr. ing., catedra Hidraulică și mașini hidraulice

unde B_s este lățimea canalului la suprafața liberă. Spre deosebire de metodele clasice de rezolvare a problemelor curgerii, va fi definit un număr Froude critic, dat de relația,

$$Fr_c = \frac{\alpha v_c^2}{g h_c} = \frac{A}{B_s h_c}, \tag{4}$$

care introdus în formulele (3) și (2) duce la relațiile

$$H_c = h_c\left(1 + \frac{Fr_c}{2}\right), \quad v_c = \sqrt{\frac{g}{\alpha} h_c Fr_c}, \tag{5}$$

valabile pentru orice tip de canal. Derivînd relația (1) rezultă expresia

$$\frac{dH}{dh} = 1 - \frac{\alpha Q^2 B_s}{g A^3} = 1 - \frac{Fr}{Fr_c}, \tag{6}$$

care ne arată că energia specifică este minimă la $Fr = Fr_c$. Așa cum indică relația (4), numărul Froude critic este specific fiecărei configurații geometrice de secțiune de curgere, în timp ce numărul Froude este dat de debitul care curge prin secțiunea respectivă.

3. Relații pentru secțiuni uzuale de canale

În continuare relațiile (3) și (4) vor fi aplicate celor mai uzuale secțiuni de canale, h_c fiind în toate cazurile adîncimea maximă a apei în regimul critic de curgere.

a. Secțiunea dreptunghiulară :

$$Fr_c = 1, \; h_c = \frac{2}{3} H_c, \; v_c = \sqrt{\frac{g}{\alpha} h_c}. \tag{7}$$

b. Secțiunea triunghiulară ;

$$Fr_c = 0{,}5, \; h_c = \frac{4}{5} H_c, \quad v_c = \sqrt{0{,}5 \frac{g}{\alpha} h_c}. \tag{8}$$

c. Secțiunea trapezoidală (φ este înclinarea peretelui lateral față de verticală, iar semnul plus corespunde canalului evazat în sus) ;

$$Fr_c = \frac{b \pm h_c \operatorname{tg} \varphi}{b \pm 2h_c \operatorname{tg} \varphi}, \; \frac{h_c}{H_c} = \frac{2b \pm 4h_c \operatorname{tg} \varphi}{3b \pm 5h_c \operatorname{tg} \varphi}, \; v = \sqrt{\frac{g h_c}{\alpha} \frac{b \pm h_c \operatorname{tg} \varphi}{b \pm 2h_c \operatorname{tg} \varphi}} \tag{9}$$

d. Secțiunea circulară (φ este unghiul dintre verticală și raza dusă la suprafața liberă):

$$Fr = \frac{\varphi - \frac{1}{2}\sin 2\varphi}{2\sin\varphi - \sin 2\varphi}, \quad \frac{h_c}{H_c} = \frac{4\sin\varphi - 2\sin 2\varphi}{4\sin\varphi + \varphi - 2{,}5\sin 2\varphi}$$

$$v_c = \sqrt{\frac{gr}{\alpha}\,\frac{\varphi - 0{,}5\sin 2\varphi}{2\sin\varphi}}. \tag{10}$$

e. Secțiunea în formă de U;

$$Fr_c = 1 - \left(1 - \frac{\pi}{4}\right)\frac{r}{h}, \quad \frac{h_c}{H_c} = \frac{2}{3 - \left(1 - \frac{\pi}{4}\right)\frac{r}{h}}, \tag{11}$$

$$v_c = \sqrt{\frac{gh_c}{\alpha} - \frac{gr}{\alpha}\left(1 - \frac{\pi}{4}\right)}$$

f. Secțiunea parabolică;

$$Fr_c = \frac{2}{3}, \quad \frac{h_c}{H_c} = \frac{3}{4}, \quad v_c = \frac{2}{3}\frac{g}{\alpha}h_c. \tag{12}$$

Relațiile corespunzătoare pentru alte forme de secțiuni pot fi obținute în același mod.

4. Concluzii

Aplicînd relațiile (1) ... (6) la canalul de secțiune dreptunghiulară, se regăsesc toate formulele clasice. Pentru celelalte tipuri de secțiuni s-au stabilit relații pentru calculul raportului h_c/H_c și a vitezei critice v_c, identice cu cele menționate indirect în literatură [1]. Din formula (4) rezultă o interpretare sugestivă pentru numărul Froude critic propus; acesta este egal cu raportul dintre aria secțiunii de curgere și cea a dreptunghiului avînd ca laturi lățimea canalului la suprafața liberă și adîncimea maximă a acestuia. Pe baza acestei interpretări, în cazul albiilor naturale numărul Froude critic poate fi determinat rapid pe cale grafică, și cu ajutorul lui stabilită energia specifică a secțiunii și viteza critică. Introducerea numărului Froude critic constituie o alternativă posibilă la situația actuală, permițînd eliminarea așa zisei adîncimi medii.

BIBLIOGRAFIE

1. *Ven Te Chow*, Ghidravlika otkrîtîh kanalov, Izdat. lit. po stroit,. Moskva.
2. *C. Mateescu*, Hidraulica, E.D.P., București, 1963.
3. *D. Ionescu*, Introducere în hidraulică, Edit. tehnică, București, 1977.
4. *V. Nistreanu*, Studiul regimului critic de curgere în albii prismatice folosind mărimi adimensionale.

Sur l'introduction d'un nombre de Froude critique

Dans l'étude est proposé l'introduction d'un nombre de Froude critique pour chaque forme de section transversale d'un canal, afin d'indiquer l'établissement de l'écoulement critique. Sur cette base sont rétrouvées les relations pour la vitesse critique et pour le rapport entre l'hauteur de l'eau et l'énergie spécifique pour quelques canaux largement utilisés en pratique.

C.Z.: 621.57

CERCETĂRI ASUPRA PROCESELOR CE AU LOC ÎN GENERATOARELE DE GHEAȚĂ MULTITUBULARE ÎN CAZUL UTILIZĂRII LOR LA DESALINIZAREA APEI DE MARE PRIN ÎNGHEȚARE

STANCA TRIFAN, GH. POPESCU, MARIETA GRIGORIU, S. PORNEALĂ*

Avînd în vedere avantajele folosirii generatoarelor de gheață măruntă la desalinizarea apei de mare, în prezenta lucrare se realizează un studiu teoretic pentru determinarea comportării unui generator de gheață multitubular cu elemenți verticali de tip „țeavă în țeavă". În lucrare este prezentat modelul matematic de calcul, ce definește în spațiu și timp procesele ce au loc în generatorul de gheață considerat, precum și rezultatele obținute prin simulare pe calculator. Rezultatele calculului numeric permit optimizarea parametrilor regimului de funcționare a generatorului de gheață și ridicarea de grafice cu caracteristicile de funcționare. În lucrare se abordează de asemenea un studiu comparativ al generatoarelor de gheață cu funcționare în cazul alimentării cu agent frigorific prin supapă termostatică, respectiv, vaporizarea agentului frigorific în convecție liberă, față de cazul alimentării lui prin pompă de circulație, caz în care vaporizarea agentului frigorific are loc în convecție forțată. Din acest studiu comparativ a rezultat superioritatea netă a funcționării generatorului de gheață în circulație forțată a agentului frigorific, ceea ce corespunde tendinței actuale pe plan mondial.

1. Introducere

Dintre procedeele cercetate teoretic și experimental, privind desalinizarea apei de mare, procedeul de separare a apei dulci prin metoda înghețării și topirii controlate ocupă un loc important întrucît oferă posibilitatea realizării de instalații eficiente la capacități mari.

În această direcție se conturează faptul că generatoarele de gheață măruntă, care sînt generatoare de mare productivitate se pretează cel mai bine la desalinizare, întrucît gheața măruntă obținută din soluția salină oferă posibilitatea separării eficiente a apei dulci prin topire controlată.

Generatoarele de gheață măruntă, în raport cu generatoarele de gheață blocuri, prezintă o serie de avantaje dintre care se menționează: condiții igienice de producție a gheții, consumul de metal, pentru realizarea lor, mai mic, consumul total de energie și suprafața ocupată sînt mai reduse, intensitatea formării gheții este de aproape zece ori mai mare, costul gheții este cu 30—40% mai scăzut, deși consumul de frig este mai mare (670—840 kJ/kg gheață) ca urmare a încălzirii periodice a generatorului pentru degivrare și evacuarea gheții.

---

* Șef lucrări dr. ing.; Asist. ing.; Conf. dr. ing., catedra Termotehnică; Șef lucrări dr. ing., catedra Termotehnică, Universitatea din Galați.

Dintre diferitele tipuri de generatoare de gheaţă măruntă, în prezenta lucrare se efectuează calculul termic de stabilire a caracteristicilor funcţionale optime ale unui generator de gheaţă multitubular, la care apa de mare curge pelicular cu depunere de gheaţă pe suprafaţa interioară a unor elemente verticale de tip „ţeavă în ţeavă".

2. Principalele caracteristici ale generatorului de gheaţă multitubular considerat

Investigaţiile teoretice se grefează pe datele constructive şi funcţionale ale generatorului de gheaţă multitubular cu recirculare, a cărui schemă de principiu este prezentată în fig. 1.

Se consideră că generatorul este compus din 100 de elemenţi verticali de tip „ţeavă în ţeavă" cu dimensiunile $d_e/d_i = 57/51$ mm, $D_e/D_i = 76/68$ mm şi înălţimea $H = 2500$ mm şi furnizează tuburi de gheaţă cu dimensiunile aproximative de : $de_g/di_g \times l_g = 50/30 \times 50$ mm, generatorul fiind prevăzut cu un sistem de tăiere a gheţii la lungimea l_g.

Pe suprafaţa ţevilor interioare are loc curgerea peliculară a apei, admisă la partea superioară, prin intermediul a 10 bazine în care sînt imersate capetele ţevilor. Apa este admisă în bazine prin intermediul unui sistem deversor, astfel încît să nu creeze perturbarea suprafeţei libere a apei din bazine şi deci să se asigure o curgere pelicular uniformă pe pereţii ţevilor interioare.

Prin spaţiul inelar al elementilor verticali de tip „ţeavă în ţeavă" circulă agentul frigorific furnizat de un agregat frigorific şi care prin vaporizare produce îngheţarea apei în curgere peliculară prin ţevile interioare.

Generatorul de gheaţă funcţionează periodic, o perioadă cuprinzînd procesul de alimentare cu agent frigorific lichid şi îngheţare a apei în curgere peliculară, urmată de procesul de alimentare cu vapori calzi de agent, care realizează încălzirea ţevilor, decongelarea parţială şi evacuarea gheţii.

La regim nominal de funcţionare, pentru producere de gheaţă din apa dulce ,debitul iniţial de apă de alimentare este de 5,55 kg/s iar productivitatea de gheaţă este de 10 t/zi, generatorul funcţionînd cu recircularea apei. Printr-un calcul simplu rezultă că la 1 kg de gheaţă revine o cantitate de apă recirculată de aproximativ 48 kg, sau altfel spus numărul de recirculări al apei este de $n_w \simeq 48$.

În cazul adoptării, generatorului de gheaţă prezentat la desalinizarea apei de mare sînt necesare cercetări teoretice şi experimentale, semnalate şi în literatura de specialitate [1], în vederea optimizării procesului în funcţie de densitatea şi concentraţia salină a apei de mare şi care se pot realiza la un anumit număr de recirculări. Funcţionînd cu recirculare generatorul de gheaţă îmbină două avantaje : realizarea densităţii şi concentraţiei saline a apei de mare la care se optimizează procesul şi prerăcirea, prin amestecare, a apei de mare ce alimentează bazinul inferior al generatorului, cu apă recirculată rece. O răcire suplimentară a apei de alimentare a bazinelor superioare poate fi efectuată prin utilizarea ei ca agent ce realizează topirea gheţii spălate, în topitorul instalaţiei de desalinizare.

Pentru generatorul de gheaţă prezentat, efectuînd un calcul estimativ al cantităţii de frig necesară producerii a 1 kg de gheaţă a rezultat un

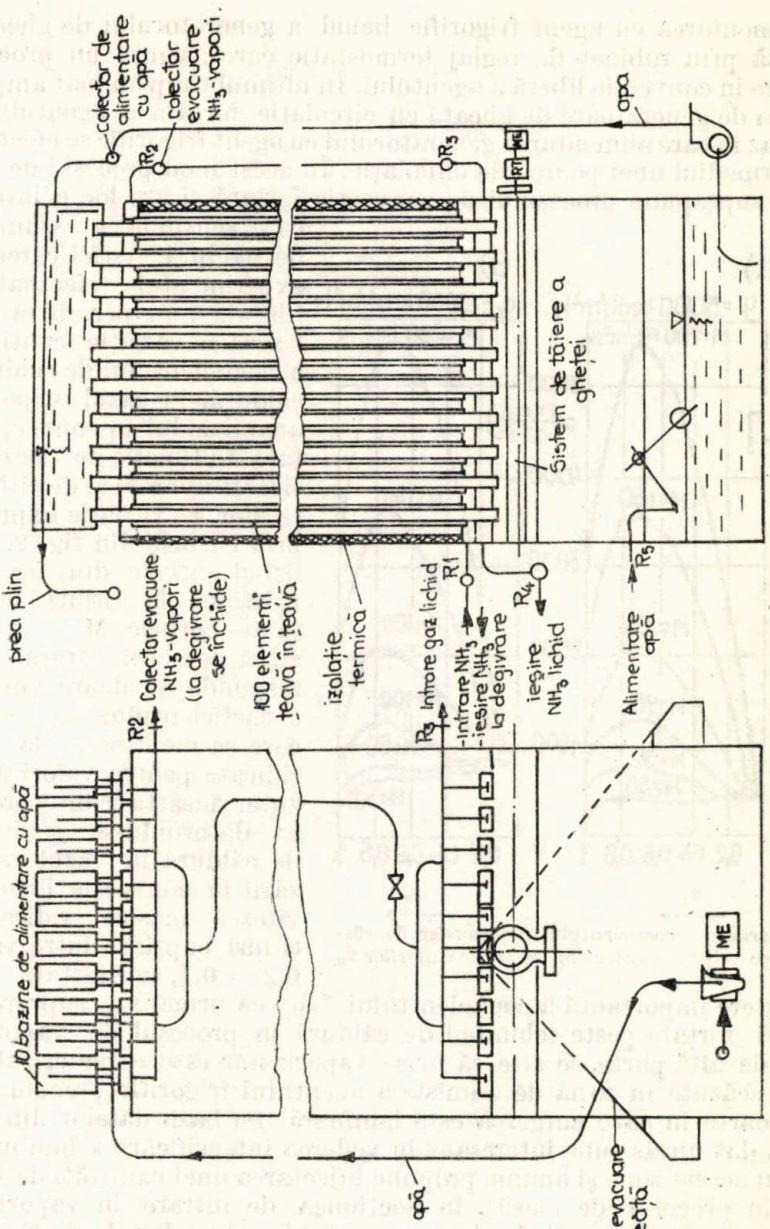


Fig. 1 — Schema generatorului de gheață multitubular cu elementi verticali de tip „țeavă în țeavă".

necesar de 700 kJ/kg gheață. Prin urmare, pentru o productivitate de 10 t/zi $\simeq$ 420 kg/h, puterea frigorifică a instalației ce deservește generatorul de gheață este $\dot{Q}_0 \simeq 700 - 420 = 294\,000$ kJ/h = 81,500 kW.

Alimentarea cu agent frigorific lichid a generatorului de gheaţă se efectuează prin robinet de reglaj termostatic care asigură un proces de vaporizare în convecţie liberă a agentului. În ultimul timp au luat amploare utiluzarea de generatoare de gheaţă cu circulaţie forţată a agentului frigorific, caz în care alimentarea generatorului cu agent frigorific se efectuează prin intermediul unei pompe de circulaţie. În acest mod procesul de vaporizare se suprapune procesului de convecţie forţată şi are loc o intensificare sensibilă a schimbului de căldură. Astfel cercetările experimentale efectuate de Chawla i-au permis să stabilească o variaţie cantitativă a coeficientului de schimb de căldură, în cazul vaporizării amoniacului în convecţie forţată, în funcţie de viteza masică $M(kg/m^2.s)$ şi de titlul vaporilor x_v, variaţie exprimată prin curbele din fig. 2. Analizînd curbele din fig. 2 rezultă că la titluri scăzute toate curbele M = ct. prezintă porţiuni cărora le corespunde o valoare constantă a coeficientului α_{NH_3}, valoare care se menţine şi la titluri ridicate pentru valori M scăzute. Aceasta se interpretează ca datorîndu-se schimbului de căldură în cazul vaporizării în convecţie liberă. La viteze masice ridicate şi titluri cuprinse între valorile 0,2 — 0,7, se constată că are loc o creştere importantă a coeficien-tului α_{NH_3}, ca urmare a suprapunerii convecţiei forţate peste schimbul de căldură în procesul de vaporizare.

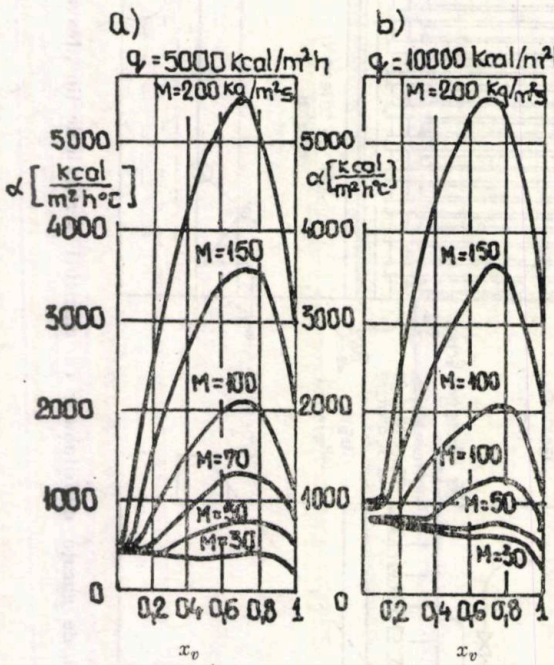


Fig. 2 — Variaţia coeficientului de transfer de căldură α_{NH_3} cu viteza masică M şi titlul vaporilor x_v.

Pe de altă parte, se ştie că orice vaporizator este caracterizat prin valori x_v scăzute în zona de admisie a agentului frigorific precum şi în zonele moarte în care curgerea este laminară. Pe baza datelor din fig. 2 Chawla a dat unrăs puns interesant în vederea intensificării schimbului de căldură în aceste zone şi anume propune injectarea unei cantităţi de vapori (1—2% în procente de masă), în secţiunea de intrare în vaporizator.

În vederea obţinerii de date comparabile ale celor două tipuri de generatoare de gheaţă (cu alimentare prin robinet de reglaj termostatic sau prin pompă de circulaţie), în cadrul prezentei lucrări, curbele din fig. 2 pe domeniul $x_v \in (0,2 - 0,7)$ au fost exprimate printr-o relaţie analitică de forma :

$$\alpha_{NH_3} = 500 + (27,33\,M - 1167) \cdot x_v \cdot M^{0,12} \left[\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot grd}\right] \quad (1)$$

Relația (1) permite calculul valorii locale a coeficientului α_{NH_3} în funcție de valoarea locală a titlului vaporilor agentului frigorific.

3. Calculul transferului de căldură și de masă ce caracterizează funcționarea generatorului de gheață

Procesele ce au loc în generatoarele de gheață sînt foarte complexe, deoarece se suprapun fenomenele de schimb de căldură și de masă cu cele de curgere, la care se adaugă un regim termic variabil, cauzat de creșterea grosimii stratului de gheață atît în timp cît și în lungul unui element vertical de tip „țeavă în țeavă". În aceste condiții nu este posibilă integrarea sistemului de ecuații diferențiale ale schimbului de căldură și de masă, în regim tranzitoriu și cu sursă interioară de căldură (căldura latentă de înghețare).

Pentru dimensionarea corectă a acestor utilaje, precum și pentru studiul caracteristicilor lor de funcționare, pe baza relațiilor de bilanț termic și de masă pe elemente finite de spațiu și timp, s-a obținut un sistem de ecuații diferențiale ce permit utilizarea unei metode numerice de calcul.

Astfel scriind ecuațiile de bilanț termic și masic pentru un element de lungime *dy* (fig. 3) dintr-un tronson vertical de tip „țeavă în țeavă",

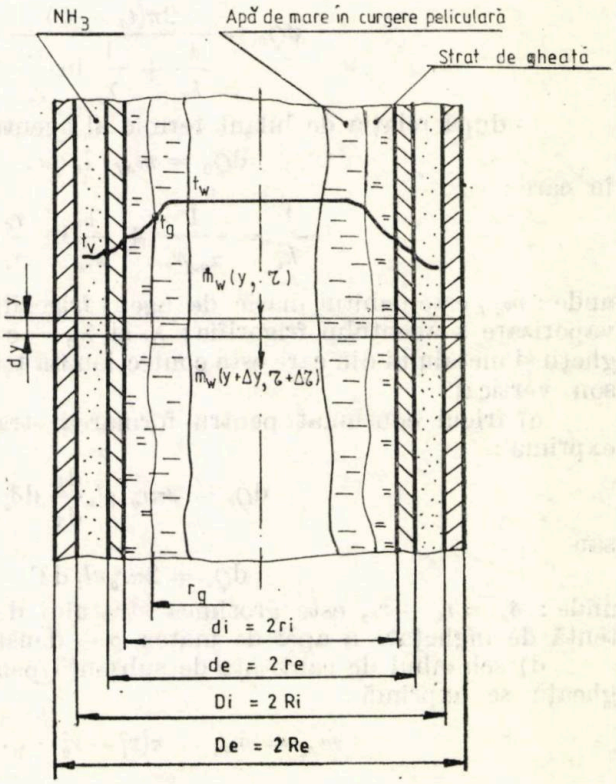


Fig. 3 — Secțiune transversală într-un element vertical de tip „țeavă în țeavă"

situat la cota y, măsurată de la intrarea apei de mare ($h = 2500$ mm), în timpul $d\tau$ se obţine :

a) schimbul de căldură de la apa de mare cu temperatura t_w către suprafaţa stratului de gheaţă ce are raza r_g şi temperatura t_g, se poate exprima :

— după relaţia transferului de căldură :

$$d\dot{Q}_w = \alpha_w 2\pi r_g (t_w - t_g)\, dy \tag{2}$$

— după relaţia calorimetriei :

$$d\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_w \cdot dt_w = 2\pi r_g n \Gamma c_w dt_w \tag{3}$$

în care : Γ este densitatea de stropire şi se calculează cu relaţia :

$$\Gamma = \dot{m}_w / 2\pi r_g \cdot n \qquad [\text{kg/m.s}]$$

iar $\dot{m}_w$ este debitul apei de mare ce circulă prin cei n elementi verticali de tip „ţeavă în ţeavă" ; c_w — căldura specifică a apei în curgere peliculară ; α_w — coeficientul de schimb de căldură la curgerea peliculară a apei de mare.

b) schimbul de căldură de la suprafaţa stratului de gheaţă către agentul frigorific din spaţiul inelar, agent ce se află la temperatura de saturaţie t_v, se exprimă :

— după relaţia transferului de căldură :

$$d\dot{Q}_0 = \frac{2\pi(t_g - t_v)}{\frac{1}{k_i} + \frac{1}{\lambda_g} \ln \frac{r_i}{r_g}} \cdot dy \tag{4}$$

— după relaţia de bilanţ termic al agentului frigorific :

$$d\dot{Q}_0 = \dot{m}_{af} \cdot l_v\, dx_v \tag{5}$$

în care :

$$\frac{1}{k_i} = \frac{1}{\alpha_{a.f} r_e} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_e}{r_i} \tag{6}$$

unde : $\dot{m}_{a.f}$ este debitul masic de agent frigorific ; l_v — căldura latentă de vaporizare a agentului frigorific ; λ_g şi λ_m — conductivităţile termice ale gheţii şi metalului din care este confecţionată ţeava interioară a unui tronson vertical.

c) frigul consumat pentru formarea stratului de gheaţă se poate exprima :

$$d\dot{Q}_g = 2\pi r_g\, \rho l_t \frac{dy}{d\tau}\, d\delta_g \tag{7}$$

sau

$$d\dot{Q}_g = 2\pi r_g n l_t\, d\Gamma \tag{8}$$

unde : $\delta_g = r_i - r_g$, este grosimea stratului de gheaţă, l_t — căldura latentă de îngheţare a apei de mare ; ρ — densitatea gheţii.

d) schimbul de cantitate de subsanţă pentru formarea stratului de gheaţă se exprimă :

$$\dot{m}_{w_e} = \dot{m}_{w_i} - \pi(r_i^2 - r_g^2) \cdot \rho \cdot \frac{dy}{d\tau} \tag{9}$$

unde : $\dot{m}_{wi}$, $\dot{m}_{we}$ sînt debitele masice de apă de mare ce intră și ies din tronsonul de lungime dy considerat.
Bilanțul termic al procesului este :

$$d\dot{Q}_0 = d\dot{Q}_w + d\dot{Q}_g \tag{10}$$

Din relațiile prezentate anterior se pot exprima următorii parametri ce caracterizează procesul :
— variația în lungul tronsonului în intervalul de timp $d\tau_c$ a densității de stropire :

$$\frac{d\Gamma}{dy} = \frac{t_g - t_v}{r_g\, l_t \left(\frac{1}{k_i} + \frac{1}{\lambda_g} \cdot \ln \frac{r_i}{r_g} \right)} - \frac{\alpha_w}{l_t} (t_w - t_g) \tag{11}$$

— variația în timp la înălțimea y a grosimii stratului de gheață :

$$\frac{d\delta_g}{d\tau} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\Gamma}{dy} \tag{12}$$

— variația în lungul tronsonului în intervalul de timp $d\tau_c$ a temperaturii apei de mare :

$$\frac{dt_w}{dy} = \frac{\alpha_w}{\Gamma\, c_w} (t_w - t_g) = \frac{2\pi \alpha_w r_g\, n(t_w - t_g)}{\dot{m}_w \cdot c_w} \tag{13}$$

— variația în lungul tronsonului în intervalul de timp $d\tau_c$ a titlului vaporilor agentului frigorific :

$$\frac{dx_v}{dy} \quad \frac{2\pi\,(t_g - t_v)}{\dot{m}_{a.f}\, l_v \left(\frac{1}{k_i} + \frac{1}{\lambda_g} \ln \frac{r_i}{r} \right)} \tag{14}$$

Rezolvarea sistemului format din relațiile 11—14 permite determinarea la înălțimea y și momentul τ_c a mărimilor : $d\delta_g(y, \tau_c)$, $r_g(y\ , \tau_c + \Delta\tau_c)$, $dx_v(y, \tau_c)$, $x_v(y + \Delta y, \tau_c + \Delta\tau_c)$, $\alpha_{a.f.}(y, \tau_c + \Delta\tau_c)$, $\alpha_w(y, \tau_c + \Delta\tau_c)$, $\dot{m}_w(y + \Delta y, \tau_c + \Delta\tau_c)$, în funcție de condițiile inițiale considerate :

$$\dot{m}_{w_0},\ t_{w_0},\ \dot{m}_{a.f},\ t_v,\ x_{v_0},\ t_g.$$

O dată cunoscute aceste mărimi se mai pot calcula :
— cantitatea de gheață depusă pe un element de „țeavă în țeavă" la înălțimea y în timpul $\Delta\tau_c$:

$$m_g(y, \tau_c + \Delta\tau_c) = \pi(r_g^2(y, \tau_c) - r_g^2(y, \tau_c + \Delta\tau_c))\ \rho \cdot \Delta y \ \text{[kg]} \tag{15}$$

— cantitatea de gheață depusă pe un întreg element de „țeavă în țeavă" în timpul $\Delta\tau_c$:

$$m_g(\tau + \Delta\tau) = \int_0^H \frac{m_g(y, \tau + \Delta\tau)}{\Delta y}\, dy \quad \text{[kg/țeavă]} \tag{16}$$

— viteza de depunere a gheții pe un întreg element de tip „țeavă în țeavă" :

$$w_{dg}(\tau) = \frac{m_g(\tau + \Delta\tau)}{\Delta\tau \cdot 10^3} \ \text{[g/s. țeavă]} \tag{17}$$

— masa totală a gheții depusă pe un întreg element de „țeavă în țeavă" de la începutul procesului de congelare și pînă la momentul τ_c, considerat :

$$m_T = \int_0^{\tau_c} \frac{w_{dg}}{\Delta\tau} \cdot d\tau = \int_0^{\tau_c} m_g\,(\tau + \Delta\tau)\,d\tau \text{ [kg/țeavă]} \tag{18}$$

— masa de gheață topită în perioada de degivrare τ_d, admițînd o grosime de topire (δ_t) :

$$m_{gt} = \pi\,(r_i^2 - (r_i - \delta_t)^2)\,\rho H \text{ [kg/țeavă]} \tag{19}$$

— productivitatea generatorului pentru un anumit timp de congelare considerat la care perioada de funcționare este $\tau = \tau_c + \tau_d$:

$$PG = n \cdot \frac{(m_T - m_{gt})}{\tau_c + \tau_d} \quad \text{[t/zi]} \tag{20}$$

— numărul de recirculări a apei de mare în condițiile obținerii unei productivități de gheață PG, avînd un debit mediu la intrare $\dot{m}_{wm}$:

$$n_w = 86{,}4\,\frac{\dot{m}_{wm}}{PG} \quad \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{apă}}{\text{kg} \cdot \text{gheață}}\right] \tag{21}$$

În ecuația (13) coeficientul de schimb de căldură în curgere peliculară a apei de mare pe stratul de gheață depus s-a calculat [3] cu expresia :

$$\text{Nu} = 0{,}01\,(\text{Ga Re Pr})^{1/3} \tag{22}$$

în care :

$$Nu = \frac{\alpha_w \cdot H}{\lambda_w}\ ;\ Ga = \frac{g \cdot H^3}{\nu^2}\ ;\ Re = \frac{4\Gamma}{\eta_w}\ ;\ Pr = \frac{\nu_w}{a_w}$$

În relația (6) coeficientul de schimb de căldură în procesul de vaporizare a agentului frigorific $\alpha_{a.f}$ s-a calculat în mod diferențiat în funcție de tipul curgerii agentului frigorific folosit (amoniac), astfel :

— pentru cazul cînd procesul de vaporizare are loc în convecție liberă, $\alpha_{a.f}$ s-a calculat [3] cu relația :

$$\alpha_{a.f}^{CL} = B \cdot q_s^n \quad \text{[W/m}^2 \cdot \text{K]} \tag{23}$$

în care : q_s este încărcarea termică specifică (W/m^2); pentru amoniac la $t_v = -10°C$, $B = 120$ și $n = 1/4$

— pentru cazul cînd procesul de vaporizare are loc în convecție forțată, $\alpha_{a.f}$ s-a calculat cu relația (1) propusă în cadrul prezentei lucrări.

4. Rezultate și concluzii

Sistemul de ecuații prezentat anterior a fost rezolvat în diferite variante ce au rezultat considerînd diferite valori ale mărimilor de intrare, atît în cazul generatorului cu vaporizare în convecție liberă a agentului frigorific cît și cu vaporizare în convecție forțată. Rezultatele și concluziile studiului de optimizare realizat cu ajutorul unui program de calcul au avut la bază următoarele date de intrare :

— mărimi constructive și termofizice ale elementelor verticali de tip „țeavă în țeavă" (fig. 3) :

$n = 100$ țevi ; $H = 2{,}5$ m ; $r_i = 25{,}5$ mm ; $r_e = 28{,}5$ mm ; $R_i = 34$ mm ;

$\lambda_m = 50{,}5\ \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$;

— proprietăţile termofizice ale apei de mare şi gheţii din apa de mare : $\dot{m}_{w_0} = 3{,}4\,;\ 4{,}53\,;\ 5{,}66$ kg/s ; $t_{w_0} = 2\,;\ 7\,;\ 12\,;\ 17°C$; $\lambda_w = 0{,}565$ W/m · K ; $\eta_w = 0{,}0175$ kgf.s/m² ; $\partial_w = 1{,}74 \cdot 10^{-6}$ m²/s ; $c_w = 4020$ J/kg.K ; $Pr = 12{,}9$; $\rho = 1020$ kg/m³ ; $l_t = 334$ J/kg ; $\lambda_g = 2{,}33$ W/m . K ; $t_g = -1°C$

— proprietăţile termofizice ale agentului frigorific folosit-amoniac : $\dot{m}_{a.f}^{CL} = 0{,}076$ kg/s pentru convecţie liberă, iar pentru convecţie forţată

$$\dot{m}_{a.f}^{M} = \frac{\pi}{4}(D_i^2 - d_e^2) \cdot M\,;\quad M = 70\,;\ 100\,;\ 150\,;\ 200 \text{ kg/m}^2\text{.s}\,;\quad t_v = -10°C\,;$$

$l_v = 32{,}938 \cdot \sqrt{133 - t_v} - 0{,}589(133 - t_v)$, (l/kcal/kg), unde l_v s-a exprimat după [7] ; $x_{v_0} = 0{,}2$;

— caracteristicile fazei de degivrare a agregatului : $\tau_d = 10$ min ; $\delta_t = 2$ mm ;

— parametrii simulării procesului pe calculator :

$NY = 16$, reprezintă numărul paşilor de calcul pe înălţimea elementului vertical de tip „ţeavă în ţeavă" ; $NT = 105$, este numărul paşilor de calcul în timp ; $\tau_{c.max} = 25$ min, este durata maximă a procesului studiat pe calculator ; $\delta_g^{max} = 10{,}5$ mm, este grosimea maximă admisă a stratului de gheaţă depus.

Parţial, rezultatele simulării procesului sînt prezentate sub formă grafică în fig. 4÷10.

Astfel în fig. 4 sînt reprezentate variaţiile în spaţiu (pe înălţimea de curgere) şi în timp a coeficienţilor de transfer de căldură pe partea de curgere peliculară a apei de mare α_w şi pe partea de agent frigorific $\alpha_{a.f}$, pentru un debit iniţial (la $y = 0$, $\tau = 0$) al apei de mare la intrare $\dot{m}_{w_0} = 5{,}66$ kg/s, atît în cazul funcţionării generatorului de gheaţă în convecţie liberă (CL), cît şi în convecţie forţată cu diferite viteze masice (M).

Fig. 4.a reprezintă variaţia în spaţiu la momentul $\tau_c = 15$ min iar fig. 4.b reprezintă variaţia în timp la înălţimea $h = H - y = 1500$ mm.

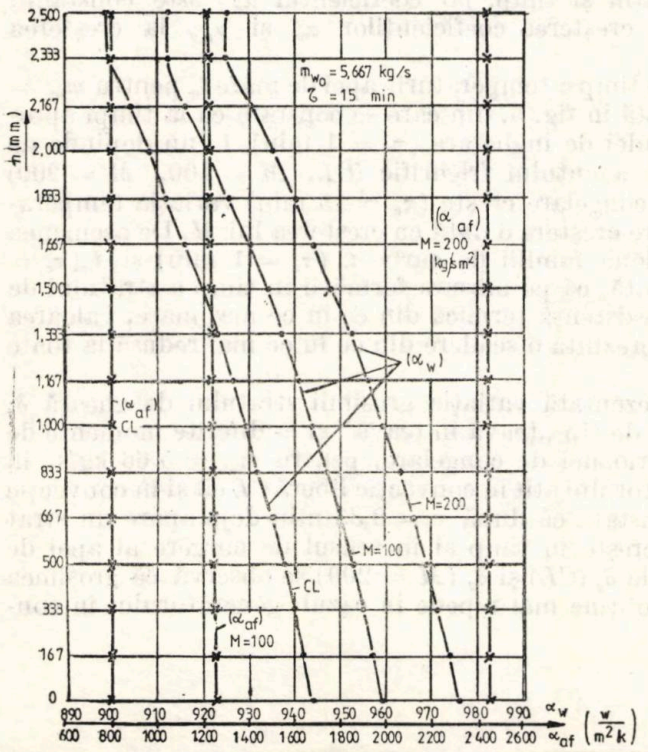


Fig. 4 — Variaţia în spaţiu (fig. 4 a) şi în timp (fig. 4 b) a coeficienţilor de transfer de căldură α_w şi $\alpha_{a.f}$.

Fig. 4 a

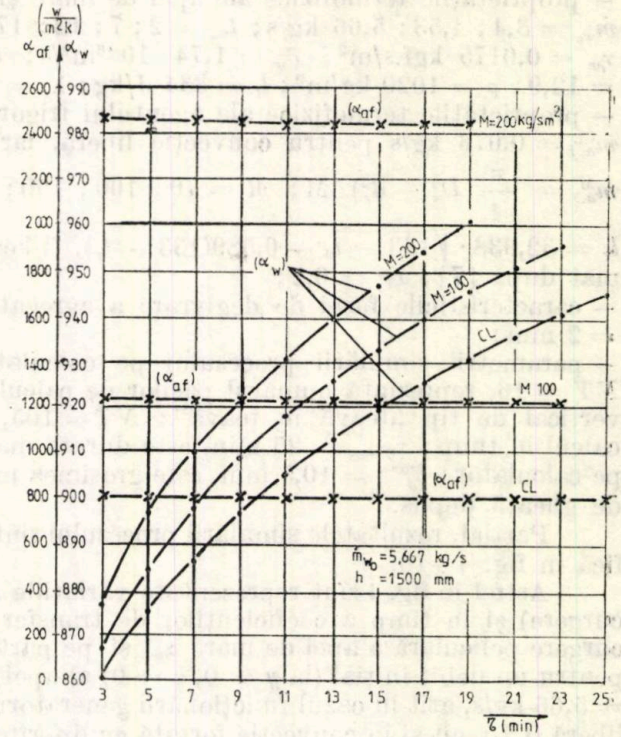


Fig. 4b

Se observă că pentru M = ct., respectiv CL, coeficientul α_w prezintă o creștere continuă în spațiu și timp, iar coeficientul $\alpha_{a.f}$ este constant; de asemenea se remarcă creșterea coeficienților α_w și $\alpha_{a.f}$ la creșterea vitezei masice (M).

Variația în spațiu și timp a temperaturii apei de mare t_w pentru m_{w_0} = =5,66 kg/s este prezentată în fig. 5, din care se constată că la timpi apropiați de începutul perioadei de înghețare (τ = 1 min), t nu depinde de condițiile de curgere ale agentului frigorific (CL, M = 100, M = 200) pe măsură ce timpul de congelare crește (τ_c = 15 min) variația temperaturii t_w prezintă o oarecare creștere o dată cu creșterea lui M. De asemenea prin compararea celor două familii de curbe t_w (τ_c = 1 min) și t_w(τ_c = = 15 min), se mai constată, că pe măsura formării în timp a stratului de gheață, ce reprezintă o rezistență termică din ce în ce mai mare, valoarea medie a temperaturii t_w prezintă o scădere din ce în ce mai redusă la toate înălțimile.

În fig. 6 este reprezentată variația grosimii stratului de gheață δ_g pe înălțimea elementului de tip „țeavă în țeavă" și la diferite momente de timp de la începutul perioadei de congelare, pentru $\dot{m}_{w_0}$ = 5,66 kg/s, în cazul funcționării generatorului atît în convecție liberă CL cît și în convecție forțată M = 200. Se constată că după τ_c= 0,33 min deja apare un strat continuu de gheață ce crește în timp și în sensul de curgere al apei de mare. Comparînd graficele δ_g (CL) și δ_g (M = 200) se observă că grosimea maximă admisă δ_g^{max} se obține mai repede în cazul generatorului în con-

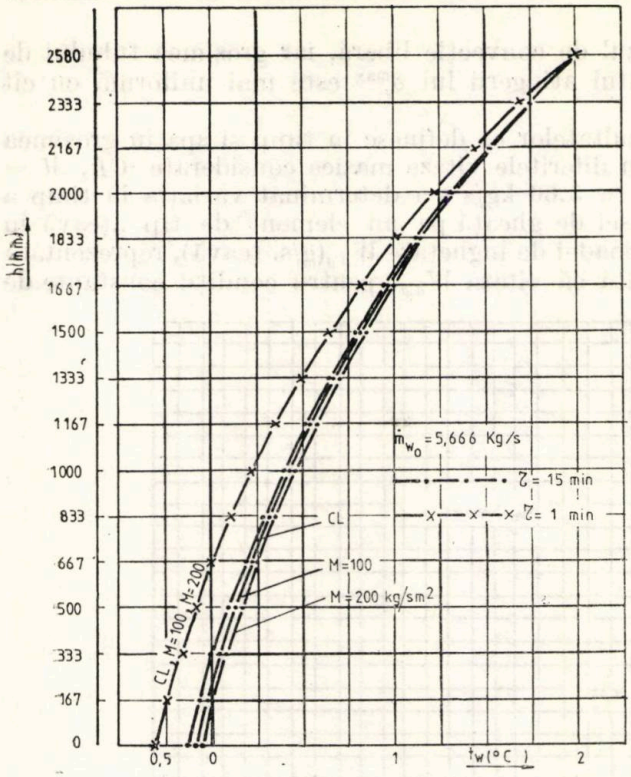


Fig. 5 — Variația în spațiu și timp a temperaturii apei de mare t_w.

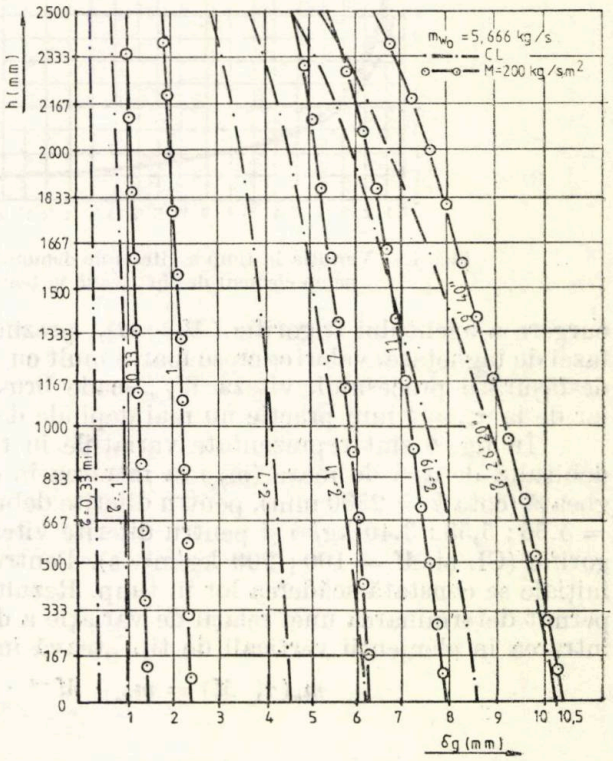


Fig. 6 — Variația în spațiu și timp a grosimii stratului de gheață δ_g

vecţie forţată faţă de cazul de convecţie liberă, iar grosimea tubului de gheaţă obţinut în momentul atingerii lui δ_g^{max} este mai uniformă cu cît M este mai mare.

Prin prelucrarea rezultatelor ce definesc în timp şi spaţiu grosimea stratului de gheaţă pentru diferitele viteze masice considerate (CL, M = = 100, M = 200), şi $\dot{m}_{w_0}$ = 5,66 kg/s s-a determinat variaţia în timp a vitezei de depunere a masei de gheaţă pe un element de tip „ţeavă în ţeavă" de la începutul perioadei de îngheţare $W_{d.g}$(g/s. ţeavă), reprezentată în fig. 7. Din fig. 7 rezultă că viteza $W_{d.g}$, pentru condiţii constante de

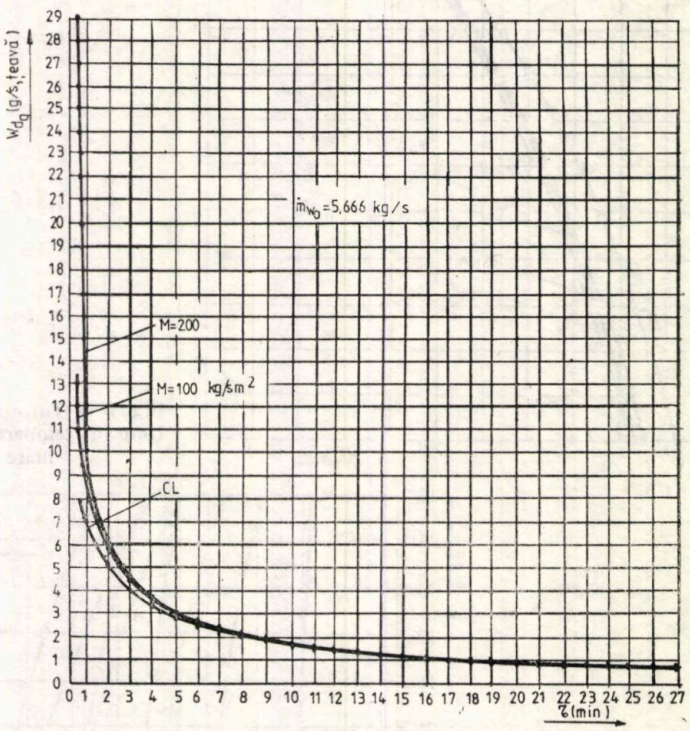


Fig. 7 — Variaţia în timp a vitezei de depunere a masei de gheaţă pe un element de tip „ţeavă în ţeavă" $w_{d \cdot g}$.

curgere a agentului frigorific (M = ct), prezintă valori mari la începutul fazei de îngheţare, valori ce cresc foarte mult cu creşterea lui M. Pe măsura desfăşurării procesului, viteza $W_{d,g}$ scade brusc cu creşterea lui τ_c şi M iar de la τ_c = 4 min practic nu mai depinde de M.

În fig. 8 sînt reprezentate variaţiile în timpul fazei de îngheţare a debitului de apă de mare ($\dot{m}_{w_0}$) la intrarea în elementii generatorului de gheaţă (cota h = 2500 mm), pentru diferite debite iniţiale de intrare ($\dot{m}_{w_0}$ = = 5,66; 5,53; 3,40 kg/s) şi pentru diferite viteze masice ale agentului frigorific (CL şi M = 100; 200 kg/m² · s). Pentru toate debitele de intrare iniţiale se constată scăderea lor în timp. Rezultatele reprezentate în fig. 8 permit determinarea unei relaţii de variaţie a debitului de apă de mare la intrarea în elementii verticali de tip „ţeavă în ţevă" de forma:

$$\dot{m}_w(\tau, M) = \dot{m}_{w_0} \cdot M^{-a} \cdot e^{-b.\tau} \qquad (24)$$

în care coeficientul b se determină astfel încît relația (24) să genereze curbele din fig. 8 în cazul convecției libere (CL), cînd $a = 0$, iar coeficientul a se determină astfel încît relația (24) să genereze curbele din fig. 8 în cazul convecției forțate (M = ct.)

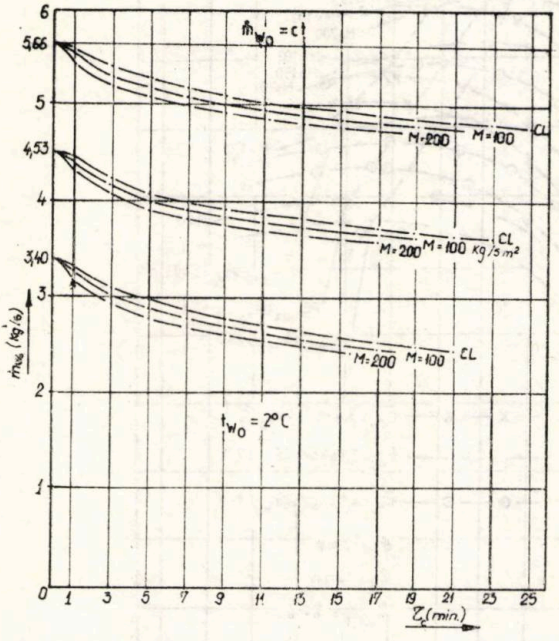


Fig. 8 — Variația în timp a debitului inițial al apei de mare la intrarea în bateria de elemenți verticali de tip „țeavă în țeavă"

Variația productivității de gheață (PG) a generatorului considerat în raport cu timpul de înghețare, pentru diferite debite inițiale de intrare, a apei de mare ($\dot{m}_{w_0}$ = 5,66 ; 4,53 ; 3,40 kg/s), la diferite viteze masice ale agentului frigorific (CL și M = 70 ; 100 ; 150 ; 200 kg/m² · s) este reprezentată în fig. 9. Se observă că, pentru un debit inițial de intrare a apei de mare $\dot{m}_{w_0}$ = ct., productivitatea crește cu M și cu timpul de congelare (τ_c), atingînd o valoare maximă (PG_{max}) pentru un anumit timp de congelare optim (τ_{opt}), la care se realizează o grosime de gheață maximă optimă (la baza elementului vertical de tip „țeavă în țeavă" $\delta_{g.opt}^{max}$). De asemenea se constată că o dată cu scăderea debitului $\dot{m}_{w_0}$ s-a obținut creșterea productivității (PG) și respectiv PG_{max}, iar pentru un $\dot{m}_{w_0}$ = ct. se observă că PG_{max} prezintă o variație liniară cu τ_c și M.

În fig. 10 sînt reprezentate, corelat în timp variațiile productivității de gheață maxime (PG_{max}), grosimile maxime de gheață optime ($\delta_{g.opt}^{max}$) ce permit obținerea acestor productivități maxime și numărul minim de recirculări a apei de mare (n_w^{min}), în condițiile folosirii unui anumit debit inițial ($\dot{m}_{w_0}$) și a unei anumite viteze masice (M) a agentului frigorific. Diagramele din fig. 10 centralizează caracteristicile de funcționare la parametrii optimi a generatorului de gheață considerat. Se constată că generatorul de gheață realizează productivități maxime din ce în ce mai mai în condițiile unui timp optim de congelare din ce în ce mai mic, cu

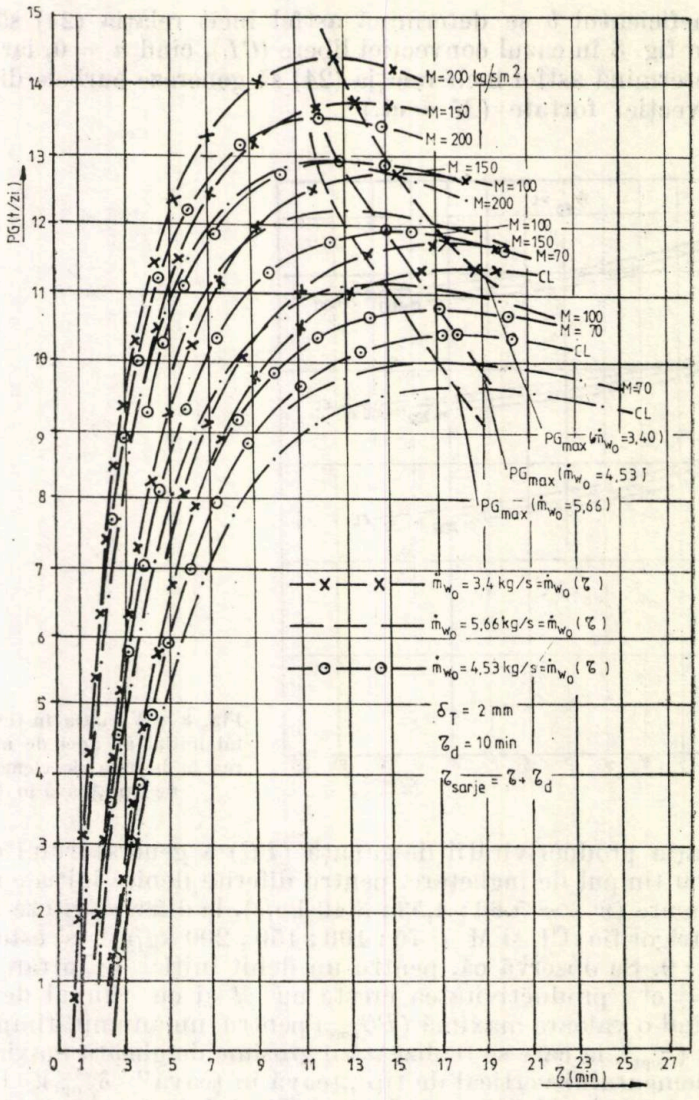


Fig. 9 — Variaţia productivităţii de gheaţă PG în raport cu timpul de congelare.

cît debitul iniţial de intrare al apei de mare este mai mic şi cu cît gradul de circulaţie forţată a agentului frigorific este mai mare. O asemenea caracteristică, obţinută pentru un generator de gheaţă multitubular cu elemenţi verticali de tip „ţeavă în ţeavă", cu caracteristici constructive determinate, corelînd în mod unic parametrii fundamentali de funcţionare ai generatorului de gheaţă ($\tau_{c.opt}$, $\delta_{g.opt}^{max}$, n_w^{min}, $\dot{m}_{w_0}$, M) pentru obţinerea unei anumite productivităţi de gheaţă maxime, este un real instrument de lucru pentru specialiştii din domeniu, atît în faza de cercetare şi proiectare, cît şi în faza de exploatare a unui generator de gheaţă de tipul celui studiat.

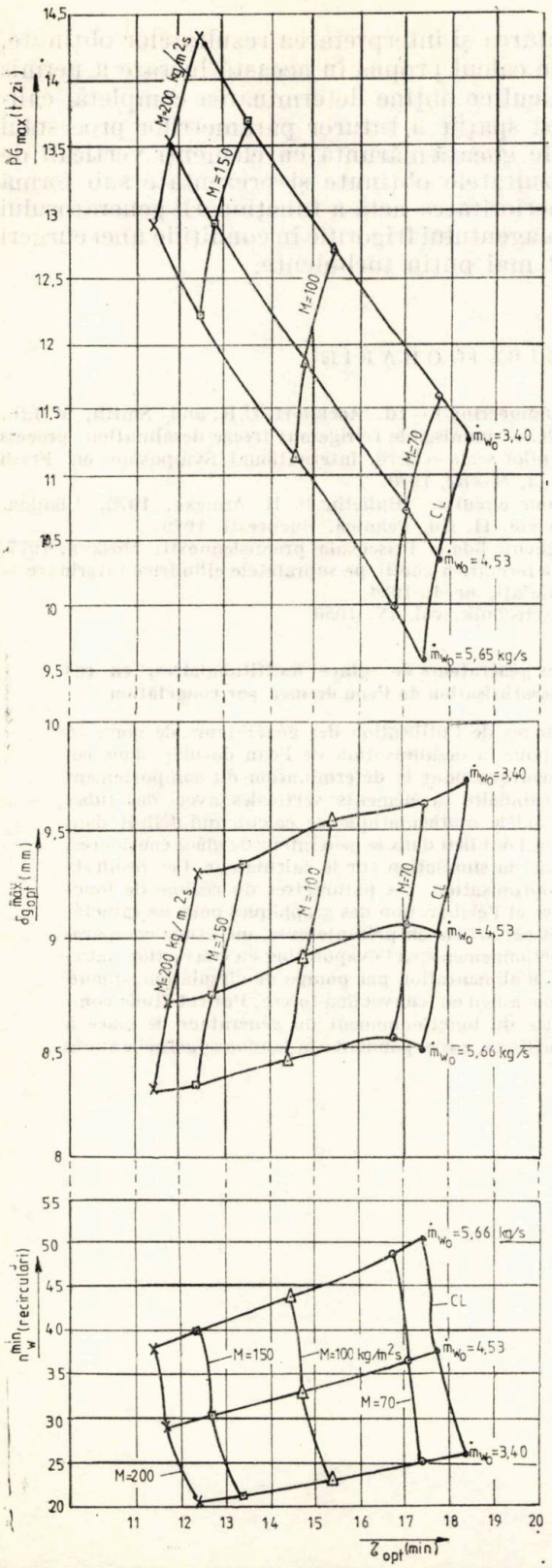


Fig. 10 — Caracteristica de funcţionare la parametrii optimi a unui generator de gheaţă multitubular cu elementi verticali de tip „ţeavă în ţeavă".

În concluzie, prin prezentarea și interpretarea rezultatelor obținute, reiese că folosirea modelului de calcul propus în această lucrare a permis realizarea unui program de calcul ce obține determinarea completă, calitativă și cantitativă, în timp și spațiu a tuturor parametrilor procesului ce are loc într-un generator de gheață măruntă cu elemenți verticali de tip „țeavă în țeavă". Din rezultatele obținute și prezentate sub formă grafică în fig. 4—10, reiese superioritatea netă a funcționării generatorului de gheață cu circulație forțată a agentului frigorific în condițiile unei curgeri peliculare, a apei de mare, cît mai puțin turbulente.

BIBLIOGRAFIE

1. *A. Martindale, B. R. Parr*, Simon Engineering L—td, Stockport, U.K. and Smith, M.J.S., U.K.A.E.A., Harwell, U.K. — Immiscible refrigerant freeze desalination process operations on bench and pilot scale — 3 rd. International Symposiun on Fresh Water from the Sea, Vol. 3, 71—82, 1970.
2. *J. M. Chawla*, A refrigeration vapour circuits — Bulletin P. R. Annexe, 1970, London.
3. *C. Stamatescu ș.a.*, Tehnica frigului vol. II, Ed. Tehnică, București, 1979.
4. *V. A. Bolkov*, Proizvodstvo u primenenie lida — Prișcevaia promîșlennosti, Moskva, 1977.
5. *S. Porneală*, Modelarea procesului de formare a gheții pe suprafețele cilindrice interioare — Buletinul Universității Galați, nr 4, 1984.
7. *R. Plank ș. a.*, Handbuck der Kältetechnik, vol. IV, 1956.

Etudes sur les processus dans les générateurs de glace multitubulaires, en cas de leur utilisation pour la desalinisation de l'eau de mer par congélation

En considérand les avantages de l'utilisation des générateurs de glace en petits cylindres (en particules) pour la desalinisation de l'eau de mer, dans cet article on présente un étude théorique pour la détermination du comportement d'un générateur de glace multitubulaire à éléments verticales avec des tubes concentriques. On présente le modèle mathématique de calcul, qui définit dans l'espace et le temps les processus qui ont lieu dans le générateur de glace considerée, tant que les resultats obtenus par la simulation sur le calculateur. Les résultats du calcul numérique permet l'optimisation des paramètres du régime de fonctionnement du générateur de glace et l'élaboration des graphiques pour les caractéristiques de fonctionnment. Dans cet article on présente aussi un étude comparatif des générateurs de glace à fonctionnement par l'évaporation en convection naturelle, en comparaison avec le cas d'alimentation par pompe de circulation, quand l'évaporation de l'agent frigorifique a lieu en convection forcée. Par cet étude comparatif résulte la supériorité nette du fonctionnement du générateur de glace à circulation forcée de l'agent frigorifique, correspondent à la tendance actuelle sur le plan mondial.

BOOKS

T. Demian, D. Tudor, I. Curiță, C. Nițu, BAZELE PROIECTĂRII APARATELOR DE MECANICĂ FINĂ/Design Basis of the Fine Mechanics Instruments, vol. I, 1984, 432, p., vol. II, 1986, 490 p., Editura Tehnică, București.

The book presents the design and construction of the instrument part assemblies, especially the ones of the fine mechanics instruments. In the first volume of this work, the instrument general problems (as signal and information devices) are presented. It is pointed out the main technical system characteristic, to establish a relationship between input and output. The fidelity and accuracy of signal flux transmission are principal qualitative criteria of the fine mechanics instrument manufacturing.

The instrument moving part supports are treated extensively, as part — assemblies for motion guiding, consisting of supported and supporting elements.

The second volume begins with the technical systems for mechanical signal transmission and processing. Design solutions for mechanical driving assemblies and various mechanisms with friction gears, toothed gears, bars, flexible connectors (a.s.o.) are presented.

One of the most important conditions for fine mechanics instrument exploitation is the accuracy of signal value reading or recording. Instrument errors depend upon the indicative elements to a high degree. That is why a special chapter is dedicated for the design of the reading and recording assemblies.

T. Demian, V. Ban :, MICROMOTOARE PNEUMATICE LINIARE ȘI ROTATIVE/ Rotary and Linear Pneumatic Fractional — Horsepower Motors, Editura Tehnică, București, 1984, 246 p.

The work presents both the mathematical models describing the behaviour under steady state and the operating methods to solve them, and the latest design and dynamic solutions together with indications concerning the choice of materials and operating technics. There are also described the dynamic behaviour by numerical simulation and the methods for optimizing the design of pneumatic fractional — horsepower according to the performances required to the system.

Besides the „classical" types of linear fractional — horsepower motors (piston cylinders, diaphragm chambers) and rotary ones (with blades, with little pistons, with turbine), there are treated the step — by-step pneumatic motors too.

The book is addressed to engineers and designers embarked on pneumatic equipment, automation and driving devices and systems, control and selection automats, manipulators and industrial robots.

Al. Dănescu, A. Cărbunaru, S. Petrescu, D. Arădău, B. Popa, C. Iosifescu, C. Silași, P. Dinache, V. Radcenco, M. Marinescu, D. Ștefănescu, T. Mădărășan, TERMODINAMICĂ ȘI MAȘINI TERMICE/Heat Engineering and Combustion Engines, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985, 527 p.

This handbook provides several data concerning the specifications of combustion engines and outfits economical exploitation. Its main chapters are devoted to : heat engineering fundamentals, gas and vapour dynamics, fuel ignition, heat transfer, description of combustion engines and equipments and heat engineering of irreversible processes.

The handbook is devoted, first of all, to students from the faculties of mechanics, as well as to those embarked on electrical, energetical or metallurgical studies.

Al. Dănescu, D. Ștefănescu, D. Sfințeanu, M. Marinescu, I. Ganea, S. Petrescu, LEXICON DE TERMODINAMICĂ ȘI MAȘINI TERMICE/Lexicon of Thermodynamics and Combustion Engines, 3 vol./ Editura Tehnică, București, 1985.

This lexicon includes the most important technical terminology on thermodynamics, thermoenergetical and combustion engines, apparatus and outfits, as well as on some other boundary fields, arranged in alphabetical order. Each main term is accompanied by auxiliary ones. A few definitions are followed by synonyms (if they exist) and the explanation is given by the most usual words.

Definitions are also accompanied by explanatory figures.

There is a glossary at the end of each volume containing the most important technical terms in four languages (English, French, German and Russian).

D. Pavelescu, Gh. Rădulescu, M. Gafiţanu, I. Crudu, N. Gheorghiu, ORGANE DE MAŞINI / Machine Elements, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1985, 331 p.
Contents : ● Tribology fundamentals ; ● Non — detachable assemblies ; ● Detachable assemblies ; | ● Springs and dampers ; ● Axles and spindles ; ● Slide bearings.

C. Pelecudi, D. Maroş, V. Mertlcaru, N. Pandrea, I. Simionescu, MECANISME/Mechanisms, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1985, 394 p.
Contents: — Structure of flat mechanisms ; — Geometry and kinematics of flat material point movement ; — Geometry and kinematics of material plane movement ; Theory of centroids ; — Geometry and kinematics of reciprocal material plane movements ; — Jaw mechanisms ; — Gear mechanisms ; — Analysis of stick mechanisms ; — Synthesis of stick mechanisms ; — Kinetostatics of mechanisms ; — Machine dynamics ; — Three-dimensional mechanisms.

D. Taraza, DINAMICA MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ/Dynamics of Internal — Combustion Engines, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1985, 522 p.
Contents : 1. Engine kinetics and dynamics ; 2. Balance of internal — combustion engines ; 3. Detection of functional disturbances to internal-combustion engines ; 4. Torsional vibrations of internal combustion engines running crank axles and lines of shafting ; 5. Torsional vibrations of internal-combustion engines crank axles and resistance structure.

N. Pănoiu, C. Cazacu, L. Mihăescu, C. Totolo, A. Epure, INSTALAŢII DE ARDERE A COMBUSTIBILILOR SOLIZI/Solid Fuel Combustion Equipments, Editura tehnică, Bucuresti, 1985. 467 p.
The present book puts forward the main problems concerning solid fuel combustion equipments, results of research activities at home and abroad. The book meets the most urgent demands of solid fuel utilization both in the combustion chambers of power plant furnaces and in household heating furnaces. The first part of the book is devoted to solid fuels and their characteristics to their specific utilization in furnace combustion chambers. Next, the methodology of the combustion calculation is given, as well as that of heat losses, efficiency and fuel consumption determination. The theoretical bases of solid fuel combustion outline the possibilities of fuel complete combustion. In view of an efficient fuel utilization, the main methods of fuel qualitative improvement are mentioned, increased attention having been paid to the drying and grinding processes ; the calculation methodology is also given. The small-capacity layer combustion equipments and the intensive combustion equipments are described ; fluidized-bed combustion equipments have received special consideration. Powdered-fuel equipments, highly extended in recent years, have been enlarged upon and solid-waste combustion equipments have also been mentioned. The calculation given further on is helpful in building such equipments of modern dimensions. In order to offer the reader a prospective outlook over the possibilities of solid fuel substitution for hydrocarbons, the energy-technological utilization of solid fuels is briefly discussed. The paper concludes with elements of technical-economic calculation and long-term utilization of solid fuels.

D. Paseovici, LUBRIFICAŢIA/Lubrication, Editura Tehnică, Bucureşti, 1985, 166 p.
Contents: 1. Natural and technical friction.Description, causes, classifications ; 2. Main methods of friction cutting (Rolling friction, Fluid friction) ; 3. Achievement and application of fluid friction (Lubricants and their properties ; Achievement of bearing lubricants ; Hydrodynamic lubrication ; Hydrostatic lubrication ; Gas lubrication ; Elastohydrodynamic lubrication ; Non — conventional bearing ;). 4. Prevention of fluid friction.

New Information from the Field of Risk Technology

Since it is generally cheaper to prevent damage from occurring at all, Number 1/86 of the specialist journal for risk technology „Der Maschinenschaden" provides the latest information from this wide field. No less than four authoritative specialist papers offer useful information on damage to large screwed connections, inspection systems for pipelines, combatting corrosion, safety in industrial installations and the determination of the residual life of high temperature components. Two further contributions are devoted to precautionary fire protection and fire initiation and propagation. The number also includes several informative short contributions, damage reports from the publisher's engineers and specialised book and literature reviews.

TEZE DE DOCTORAT SUSȚINUTE ÎN 1985—1986

Ion Constatin — Contribuții la studiul optimizării parametrilor de funcționare ai sistemelor vibratorii din mașinile agricole. (15.V.1985) Conducător științific acad. Radu Voinea.

Vasile Lăcătușu — Cercetări privind sortarea după dimensiuni a semințelor de orz cultivate în România. (7.VI.1985) Conducător științific prof. dr. ing. Marcel Segărceanu

Irina Ecaterina Petrescu Misicu — Contribuții la studiul amortizării prin frecare internă. (12.VI.1985) Conducător științific acad. Radu Voinea

Tudor Căsăndroiu — Studiul procesului de treier al știuleților de porumb în aparate de treier cu rază variabilă (27.VI.1985) Conducător științific prof. dr. ing. Marcel Segărceanu.

Eugen Grecu — Perfecționarea angrenajelor din echipamentele pentru prelucrarea datelor. (20. XI. 1985) Conducător științific prof. dr. docent Traian Demian

Barbu Grecu — Studiul dinamic al variatorului cu bare articulate și roți dințate. (5.X.1985) Conducător științific prof. dr. docent Christian Pelecudi

Hama Jaza Abdulla — Studiul îmbunătățirii funcționale a motoarelor Diesel prin modificarea fazelor de distribuție. (29.XI.1986). Conducător științific prof. ing. membru coresp. al Academiei R.S.R. Constantin Aramă

Dorel Dimitru Palade — Studiul și încercarea silfoanelor ca elemente sensibile ale aparatelor.(13. XII.1985) Conducător științific prof. dr. docent Traian Demian

Stanca Trifan — Contribuții la studiul schimbului de căldură în cazul fierberii lichidelor în spații înguste. (17.XII.1985). Conducător stiințific prof. dr. ing. Alexandru Dănescu

Ion. M. Dinu — Modelarea procesului de presare a produselor viscoelastice. (25.I.1986). Conducător științific acad. Radu Voinea.

Elena Miriță — Efectul repartiției sarcinii pe lungime de contact a dintelui asupra capacității portante, sub aspectul ruperii, cu considerarea posibilităților indigene de realizare a transmisiilor dințate. (29.III.1986). Conducător științific prof. dr. docent Dan Pavelescu

Mihail Rașeev — Contribuții asupra influenței ungerii și a forței de frecare asupra stării de eforturi și uzării roților dințate metalice cu dinți drepți. (29.III.1986). Conducător științific prof. dr. docent Dan Pavelescu

Victor Moise — Cinematica și controlul mecanismelor manipulatoare cu patru grade de mobilitate. (6.VI.1986). Conducător științific prof. dr. docent Christian Pelecudi

Valentin Paliță — Contribuții la studiul depunerilor exterioare pe suprafețele de încălzire ale cazanelor. (11.VI.1986). Conducător științific prof. ing. Mircea Postelnicescu

Constantin Manole — Studiul sortării semințelor după greutatea specifică (5.VII.1986). Conducător științific prof. dr. ing. Marcel Segărceanu.

Ladislau David — Studii și cercetări privind prelucrarea pe combină a semințelor după treierat. (5.VII.1986). Conducător științific prof. dr. ing. Marcel Segărceanu

RECOMANDĂRI PRIVIND CONȚINUTUL ȘI REDACTAREA MANUSCRISELOR

În vederea menținerii unui conținut corespunzător și pentru uniformizarea prezentării articolelor, la înaintarea acestora pentru publicare autorii sînt rugați să țină seama de următoarele recomandări :

1. Lucrările să fie originale și să aibă caracterul unor comunicări științifice. Se acceptă numai lucrări care nu au mai fost publicate. Nu se vor face demonstrații dezvoltate, ci se vor prezenta rezultatele și informațiile necesare în vederea aplicării acestora.

2. Se vor publica și lucrări din domeniile matematicii, fizicii și chimiei, cu deosebire dacă ele prezintă un interes deosebit pentru activitățile inginerești.

3. Manuscrisul va fi dactilografiat pe coli format A4, la 2 rînduri, cu panglică neagră, pe o singură față a foii de hîrtie. Textul integral, inclusiv figurile, nu vor depăși 8—10 pagini.

4. Titlul, dactilografiat cu majuscule și subliniat, trebuie să fie cît mai scurt.

5. Sub titlu se scriu prenumele autorilor (inițiala ; pentru autoare se va scrie prenumele întreg) și numele. Gradul didactic, titlul științific și instituția (pentru persoanele din institutul nostru se menționează numai catedra ; cînd autorii lucrează la aceeași catedră sau instituție denumirea acesteia se scrie o singură dată) se scriu într-o notă de subsol pe prima pagină.

6. Articolul va fi precedat de un rezumat de 5—6 rînduri, în limba de redactare a lucrării, dactilografiat la $1^1/_2$ rînduri.

7. Din punct de vedere redacțional, prezentarea conținutului propriu-zis se face conform STAS 8660-70, folosindu-se exprimarea impersonală (persoana a 3-a). Textul va fi dactilografiat cît mai estetic fără să abunde în cuvinte despărțite. La început de aliniat se lasă un spațiu de 7 semne.

8. Titlul subcapitolelor se scrie cu majuscule și nesubliniat.

9. Formulele se scriu, pe cît posibil, la mașină ; în rest, vor fi scrise de mînă, cu tuș negru foarte citeț. Numerele pentru identificarea relațiilor matematice se scriu între paranteze rotunde în partea dreaptă a paginii.

10. Tabelele vor avea titlu și vor fi numerotate în ordine.

11. Desenele se execută în tuș negru, pe hîrtie de calc, iar explicațiile se scriu cu șablonul. Legenda fiecărei figuri (dacă există) va fi prezentată într-un borderou de figuri, pe o foaie separată.

12. Bibliografia se scrie la sfîrșitul articolului, după capitolul de Concluzii, nu pe pagină separată, conform STAS 6158—70. Pentru prescurtarea titlurilor de publicații periodice se va consulta STAS 6074-74 și listele din revistele de referate. Citarea bibliografiei se face astfel : 1) pentru cărți : inițiala și numele autorilor, titlul, editura, orașul, anul ; 2) pentru periodice : inițiala și numele autorilor, titlul articolului, titlul periodicului, numărul, anul.

13. După bibliografie se mai prezintă un rezumat, dactilografiat la $1^1/_2$ rînduri : într-o limbă străină (rusă, engleză, germană, franceză) — dacă lucrarea este redactată în limba română, respectiv în limba română—dacă lucrarea este redactată într-o limbă străină (rusă, engleză germană, franceză). Rezumatul va fi precedat de titlul lucrării în limba de redactare a rezumatului.

14. La depunerea lucrării, autorii vor prezenta o declarație din care să reiasă că nu conține secrete de stat.

Lucrarea urmează să fie publicată după recomandarea acesteia de către 2 referenți desemnați de comitetul de redacție.

COMITETUL DE REDACȚIE

I. P. Informația c. 2509

40 480